

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

100
3ul
10/7

AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO E PROJETO DE TROCADORES DE
CALOR COMPACTOS DE TUBOS CIRCULARES COM ALETAS CON
TÍNUAS - APLICAÇÕES A CONDENSADORES -

AUTOR: FLAVIO FISCH
ORIENTADOR: PROF.DR.
JOSÉ MARIA SAIZ JABARDO.

AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO E PROJETO DE TROCADORES DE CALOR
COMPACTOS DE TUBOS CIRCULARES COM ALETAS CONTÍNUAS -
APLICAÇÃO A CONDENSADORES.

SUMÁRIO

Os trocadores de calor compactos são largamente utilizados na indústria em geral, onde se deseja uma troca de calor em espaço limitado.

Dentre as diversas configurações, os trocadores estudados encontram aplicação na indústria de refrigeração e condicionamento de ar, e em qualquer outra onde um líquido deve trocar calor com um gás. Apesar disso, o cálculo das mesmas consiste ainda em sério problema, com poucas publicações a respeito.

O problema principal é a determinação da resistência térmica equivalente do trocador de calor, uma vez que existem diversos parâmetros que influenciam o resultado final. Assim, este assunto será o tema principal deste trabalho, especialmente - determinação da componente mais importante, o coeficiente de troca de calor do lado aleta do.

O fato de estudar-se somente condensadores deve-se à sua maior simplicidade em relação aos outros casos, como evaporadores, onde há formação de película da água ou mesmo camada de gelo, ou resfriadores onde há uma certa dificuldade com relação à dependência da eficiência do trocador (ϵ) com o número de unidades de transferência - (N T U - do inglês - "Number of Transfer Units"). No caso de condensadores, devido a mudança de fase do fluido que

escoa dentro dos tubos, o trocador comporta-se como contra corrente, de forma que a relação simplifica-se sobremaneira. A mudança de fase colabora ainda para um aumento do - coeficiente de película no interior dos tubos, tornando a resistência térmica neste ponto desprezível. Após a elaboração de equações para a resistência térmica do trocador, procurou-se desenvolver uma expressão para a queda de pres são do gás que passa no lado aletado. Um ponto importante é a comparação da energia gasta para movimentar o ar e a energia transferida na forma de calor. Um bom trocador deve permitir a máxima troca possível, no menor espaço e com um mínimo de energia.

Com o modelo matemático pronto, montou-se um pro grama de computador para a análise de sensibilidade dos condensadores, que permite ainda a resolução de alguns pro blemas típicos. Propriedades de fluídos e materiais, além de algumas configurações, foram também incluídas.

Tem-se desta forma, o projeto térmico completo - dos condensadores tubulares com aletas contínuas, projeto este que pode, futuramente, ser estendido para as outras aplicações deste tipo de configuração.

ÍNDICE

Pág.

Sumário	
Capítulo I - Introdução.....	1
Capítulo II - Generalidades dos Trocadores de Calor com Tubos Aletados.....	3
II.1- Descrição Física e Fabricação.....	3
II.2- Materiais.....	4
II.3- Aplicações.....	4
II.4- Anexos.....	6
Capítulo III- Projeto de um Trocador de Calor.....	9
III.1-Introdução.....	9
III.2-Projeto Térmico.....	9
III.3-Projeto do Ventilador.....	13
III.4-Anexos.....	16
Capítulo IV - Resistência Térmica do Lado Aletado....	18
IV.1- Introdução.....	18
IV.2- Coeficiente de Transmissão de Calor do Lado Aletado.....	18
IV.2.1- Trabalhos Publicados.....	19
IV.2.2- O Coeficiente de Transmissão de Calor.....	21
IV.2.3- Limites das Equações.....	23
IV.2.4- Aplicação das Equações e Resul- tados	24
IV.2.5- Discussão dos Resultados.....	24
IV.3- Eficiência da Superfície Aletada.....	27
IV.4- Anexos.....	29

Capítulo V - Resistência à Condução e Resistência de Contato.....	56
V.1-Resistência à Condução.....	56
V.2-Resistência de Contato.....	56
Capítulo VI- Coeficiente de Transmissão de Calor para Escoamento no Interior de Tubos	57
Capítulo VII- LMTD versus ϵ . Ntu.....	58
VII.1- A Diferença Média Logarítmica de - Temperatura - LMTD -.....	58
VII.2- O Método ϵ -Ntu.....	59
VII.3- Comparação entre os Métodos.....	63
Capítulo VIII - Coeficiente do Atrito no Lado Aleta <u>do</u> (f).....	68
VIII.1-Introdução.....	68
VIII.2-Expressão para Cálculo do Fator de Atrito - Definição e Verificação...	69
VIII.3-Efeito da Variação do Expoente do Número de Reynolds no Coeficiente - de Atrito.....	71
VIII.4-Anexos.....	72
Capítulo IX - Propriedades dos Fluidos e Materiais	
IX.1- Introdução.....	99
IX.2- Metais dos Tubos e Aletas.....	99
IX.3- Gases (Lado Aletado).....	100
IX.4- Condensado.....	103
Capítulo X - Modelo Matemático - Programa de Computador.....	103
X.1- Introdução.....	103
X.2- O Programa de Computador.....	104

	pág.
Capítulo XI - Análise de Sensibilidade.....	106
Capítulo XII - Otimização.....	111
XII.1-Critério Econômico.....	111
XII.2-Otimização de Parâmetros Geométricos	
XII.3-Otimização das Variáveis.....	112
XII.4-O Programa do Computador como Instru-	
mento de Otimização.....	112
Capítulo XIII- Acabamento do Projeto e Conclusões...	113
Bibliografia.....	115
<u>Apêndices:</u>	
Apêndice A.1- Geometria - Parâmetros e Gráficos com	
Dados Experimentais.....	119
Apêndice A.2- Listagens dos Programas Utilizados...	146
Apêndice A.3- Exemplos de Aplicação.....	162
Apêndice A.4- Gráficos de Influência.....	185

I - INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor compactos apareceram em decorrência da necessidade de se efetuar um processo de transferência de calor num espaço restrito. Para tanto, utilizam-se estes de superfícies extendidos (aletas e similares) que aumentam a quantidade de calor trocado embora com algum prejuízo na sua eficiência.

Os trocadores estudados, largamente utilizados na indústria, nada mais são que bancos de tubos expandidos com chapas perfuradas perfazendo o papel de aletas. Apesar de seu campo de aplicação, não existe, na literatura, informação suficiente para um cálculo seguro destes aparelhos de forma que o projetista utiliza coeficientes de segurança elevados, não adotando, portanto, a melhor solução. O intento deste trabalho é, pois efetuar - um procedimento que forneça melhores resultados, portanto maior economia.

O Capítulo II apresenta uma descrição dos trocadores estudados, bem como o método e materiais de fabricação e as aplicações típicas.

O projeto em si começa no Capítulo III, onde são definidas as equações que regem o fenômeno de troca de calor no trocador, bem como a perda de carga (pressão) no lado aletado. A partir daí, procurar-se-á desenvolver as diversas componentes das equações nos Capítulos seguintes. Note-se que a parte principal deste Projeto é a definição de um modelo matemático que possibilite a uma posterior otimização do trocador. As etapas seguintes, que consistem no Projeto Executivo e outras não serão aqui discutidas, embora a construção de protótipos e a realização de ensaios sejam muito importantes para a obtenção de dados práticos que atestem a validade do modelo matemático

aqui desenvolvido.

No Capítulo IV, procura-se desenvolver uma expressão para o coeficiente de transmissão de calor do lado aletado. Esta variável consiste na mais difícil de determinar, uma vez que depende de praticamente todos os parâmetros do trocador. No mesmo Capítulo, define-se a eficiência do lado aletado, complementando a resistência térmica deste lado.

O Capítulo V trata das resistências à condução de calor nos tubos e entre estes e as aletas, e o Capítulo VI discute o coeficiente de transmissão de calor no interior dos tubos.

Fechando o problema de troca de calor, o Capítulo VII descreve a diferença média logaritmica de temperaturas e seus coeficientes, além do método NTU - ϵ . Efetua-se uma comparação entre os dois métodos e adota-se o melhor deles para os problemas estudados.

No Capítulo VIII, estuda-se o fator de atrito para o lado aletado que consiste no termo mais complicado da equação de perda de pressão.

Os fluídos que escoam através do trocador e os materiais de fabricação, bem como suas propriedades, encontram-se no Capítulo IX.

No Capítulo X, define-se os problemas a serem estudados e desenvolve-se um programa de computador baseado no modelo matemático construído nos capítulos anteriores. A partir deste, pode-se efetuar uma otimização dos parâmetros de uma forma um tanto empírica, estabelecendo limites de variação para os parâmetros e determinando a melhor solução.

A presente aplicação como condensador apresenta uma simplificação, uma vez que o fluído que escoa dentro do tubo entra superaquecido, fato que não é levado em consideração nos cálculos.

II - GENERALIDADES DOS TROCADORES DE CALOR COM TUBOS ALETADOS.

II.1- Descrição Física e Fabricação

Os trocadores de calor com tubos aletados são trocadores compactos de fluxo cruzado, onde os dois fluídos não se misturam. Consistem em fileiras de tubos que atravessam placas convenientemente furadas, as aletas, como na Figura II.1.

A fabricação de um desses trocadores é relativamente simples, embora possa trazer alguns problemas.

Em primeiro lugar, fura-se, estampa-se e corta-se as chapas conforme a disposição desejada. Dispositivos garantem que ao sair da prensa, as chapas prontas estejam alinhadas. Os furos possuem colares que definirão o espaçamento entre as aletas. Ao atingir o número necessário para um trocador, o dispositivo pára a prensa, para que o conjunto possa ser removido, após o que reinicia-se o ciclo. Uma chapa está ilustrada na Figura II.2. Os tubos são dobrados para efeito de construção do circuito, inseridos nos furos das aletas e expandidos por meio de varões ou esferas com ar comprimido, proporcionando contato entre tubos e aletas. Solda-se, então, os cotovelos e os terminais após o que lava-se e pinta-se o trocador. Um pente é passado por entre as aletas amassadas durante o processo, e o trocador está praticamente pronto. Efetua-se testes para verificação de vazamentos e aí pode-se adaptá-lo ao sistema em que será utilizado.

Os problemas decorrentes de montagem mal efetuada são-aletas amassadas: reduzem a área de troca de calor, diminuindo a eficiência do trocador. Os pentes resolvem este problema.

- mal contato entre tubos e aletas, provocam um aumento acentuado na resistência à troca de calor, que por ser um fenômeno acidental e aleatório é complicado. Resolve-se pela expansão dos tubos com encaixe bem ajustado e pela pintura que fornece uma camada condutora.
- entupimento dos tubos: ocorre devido a soldas mal feitas, sujeiras e amassamentos. O cuidado com soldas, lavagens e limpeza do local de trabalho são, pois, fundamentais.

II.2 - Materiais

Os tubos utilizados nos trocadores são geralmente de cobre, devido à baixa resistência térmica material. Certas aplicações, no entanto, não aceitam o cobre por problemas de corrosão. Neste caso, tubos de alumínio substituem o cobre. Em casos onde o coeficiente de película do lado aletado é muito baixo, tornando desprezível a resistência à condução dos tubos, o alumínio é preferível pelo custo menor. Emprega-se o aço apenas quando tubos de cobre o alumínio não resistem à corrosão.

As chapas para fabricação das aletas são em alumínio, uma vez que o material das aletas tem pouca influência na eficiência do lado aletado (vide Parágrafo IV.3). Mais uma vez a utilização do aço está condicionada à atmosfera corrosiva para o alumínio.

II.3 - Aplicações

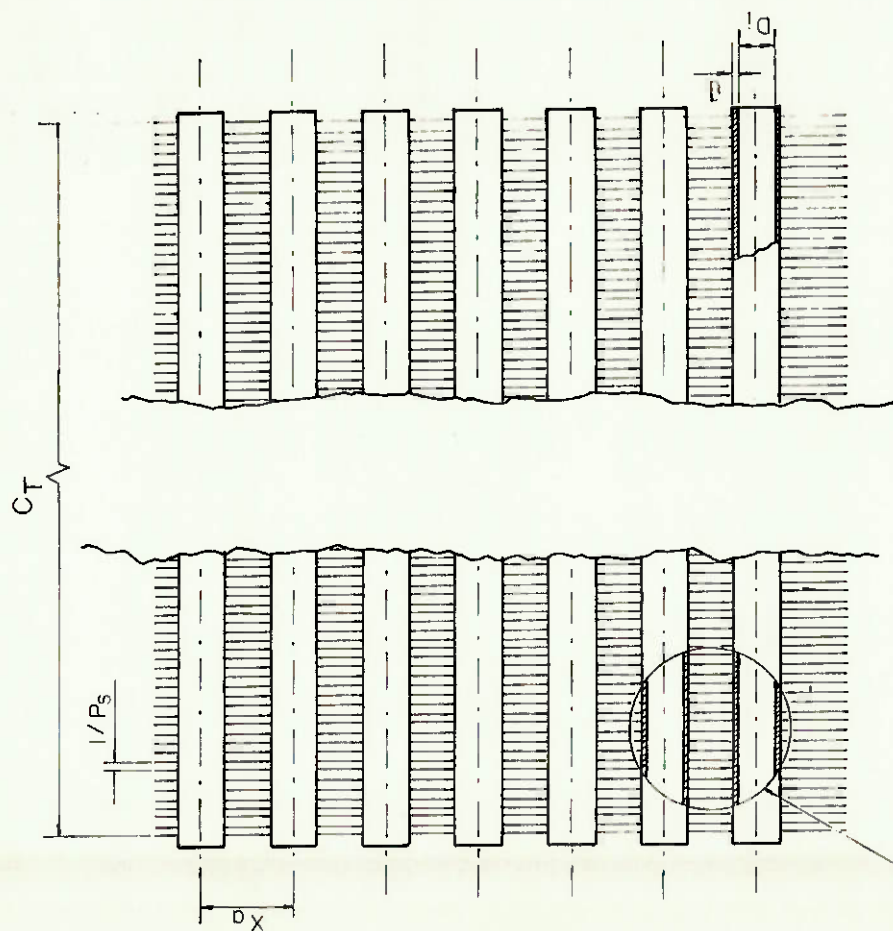
O campo de aplicações dos trocadores estudados é vasto, abrangendo casos onde um gás deve trocar calor com um líquido (ou seja, calores específicos muito diferentes)

ou então quando se quer evaporar ou condensar um fluido por meio de uma troca de calor com um gás. O gás, devido ao baixo coeficiente de transmissão de calor, possui alta resistência térmica, de forma que escorre sempre pelo lado aletado. As aletas, apesar de diminuírem o coeficiente de película e de imporem uma eficiência, aumentam sobremaneira a área de contato, diminuindo, portanto, a resistência térmica no lado aletado. As aplicações em si consistem em evaporadores e condensadores de instalações frigoríficas, ar condicionado, entre outros; aquecedores e refrigeradores de gases, refrigeradores de óleo, trocadores de calor em recuperação de solventes, etc.

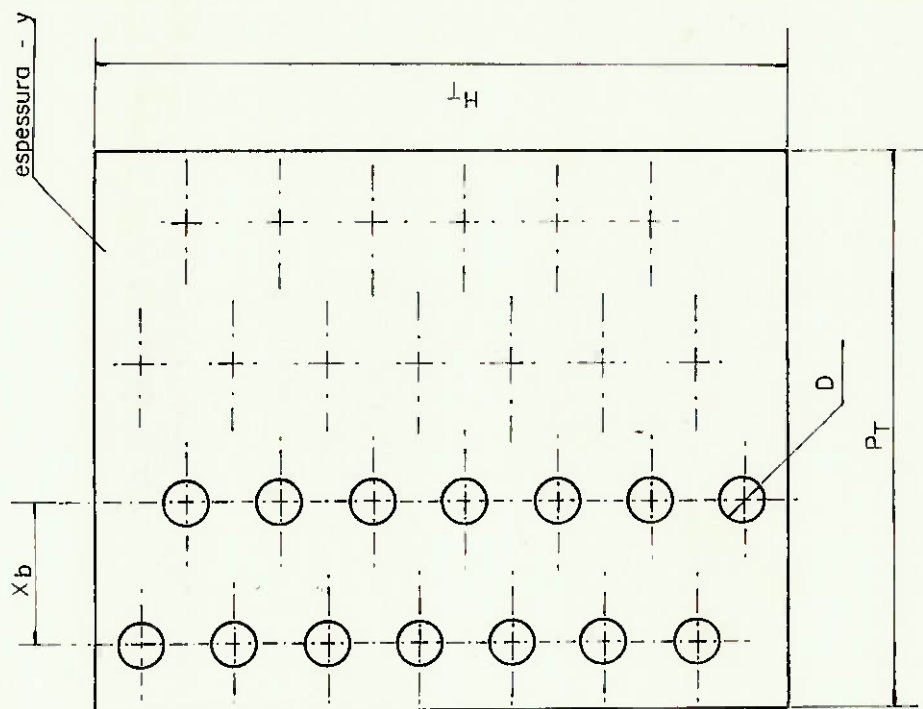
Neste trabalho estudar-se-á apenas condensadores, visto que eles se comportam como trocadores de calor de contra-corrente (vide Capítulo VII).

II.4 - ANEXOS

- Figura II.1 - O TROCADOR DE CALOR ESTUDADO
E SEUS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS
- Figura II.2 - ALETA PLANA CONTINUA



-DETALHE - BASE PARA AS FIGS. III-1

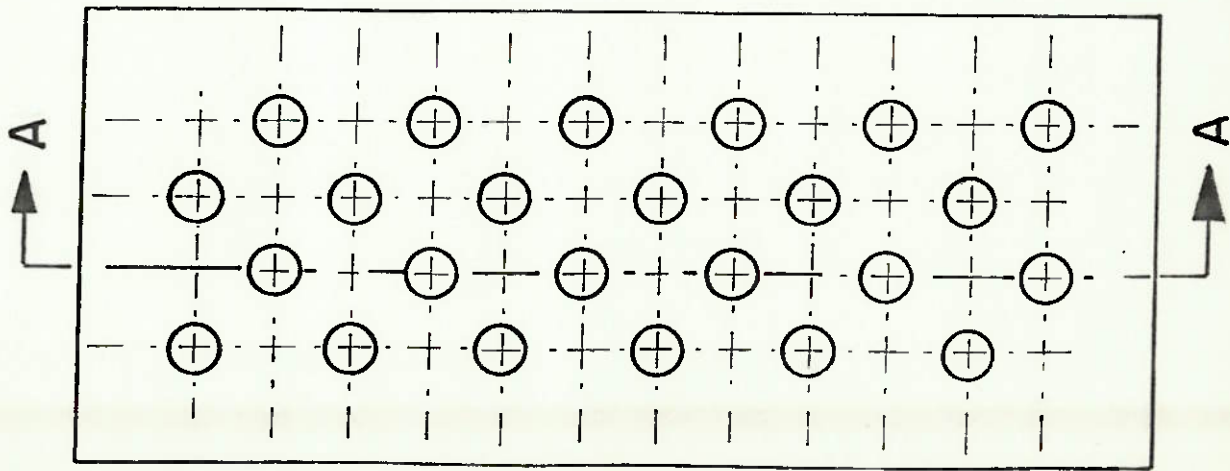


NOTA:

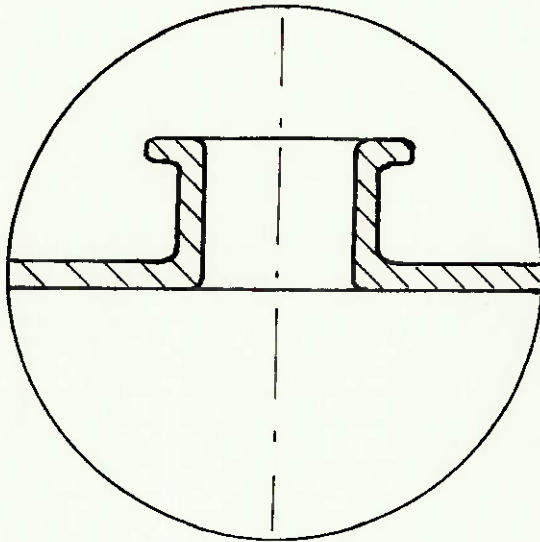
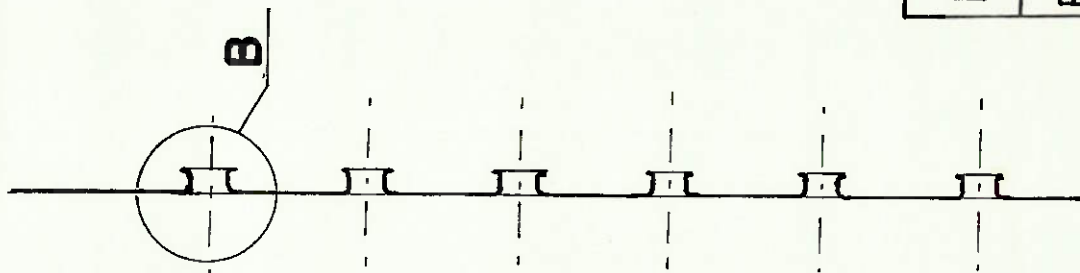
As diversas relações entre parâmetros encontram-se no Programa Principal - Subrotina AREA (Apêndice A-2-1)

ESCOLA POLITECNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

Projeto Mecânico - Condensadores Tubulares com Aletas Planas	PMC 519	04/12/84
Esquema do Condensador	9115621	fig. II-1
FLAVIO FISCH		pág. 7



SECÇÃO A-A



DETALHE - B

ESCOLA POLITECNICA DA UNIVERSIDADE DE S. P.

Projeto Mecânico - Condensadores Tubulares Aletados

Aleta do Condensador (esquema)

PMC 519 04/12/84

FLAVIO FISCH

9115621

fig. II - 2

pág. 8

III - PROJETO DE UM TROCADOR DE CALOR

III.1 - Introdução

O projeto de trocadores de calor não varia em na da conforme as configurações. As diferenças e dificuldades aparecem na determinação dos termos das equações que regem os fenômenos de troca de calor e perda de carga dentro do trocador, uma vez que aqueles dependem da geometria deste, com uma agravante: a complexidade dos termos é proporcional à da geometria.

Existe um compromisso entre a geometria, a troca de calor e a perda de carga. Uma relação ótima entre os três existe, embora sua determinação não seja trivial. Este trabalho não pretende, porém, abranger o aspecto geral do problema, onde dada uma certa troca de calor, pode-se determinar o trocador e a perda de carga ótimas. Fixa-se, aqui, uma geometria, já vista no capítulo anterior, e determina-se, com uma troca de calor conhecida, alguns parâmetros geométricos convenientemente deixados em aberto e a perda de carga do sistema. Pode-se, entretanto, tentar otimizar o processo por meio de diversas tentativas.

Divide-se a seguir, o Projeto em um Projeto térmico, que abrange o fenômeno de troca de calor, e um Projeto do Ventilador, que trata dos problemas de perda de pressão no fluxo de gás no lado aletado.

III.2 - Projeto Térmico

As equações gerais do fenômeno de troca de calor dentro de um trocador são obtidas da Termodinâmica, aplicando a 1ª Lei aos fluídos escoando e trocador de calor em

si. A equação da continuidade também é utilizada, e admite-se que o sistema do trocador não troque calor com o meio ambiente. Desta forma, o calor que sai de um fluido passa pelos tubos e aletas e vai integralmente para o outro fluido. Isto vale, naturalmente, nos dois sentidos, ou seja, do fluido interno para o externo e vice-versa. Os volumes de controle para a determinação das equações encontram-se nas figuras III.1 a, b e c, mesma numeração das relações a seguir.

$$Q_i = \dot{m}_i (h_{is} - h_{ie}) \quad (\text{III.1.a})$$

$$Q_e = \dot{m}_e (h_{es} - h_{ee}) = \dot{m}_e C_{pe} (T_{es} - T_{ee}) \quad (\text{III.1.b})$$

$$Q_T = U A \Delta T_m \quad (\text{III.1.c})$$

$$Q_i = Q_e = Q_T = Q \quad (\text{III.2})$$

Os termos das relações acima significam:

Q_i = calor transmitido pelo fluido interno ao se condensar (kcal)/s

Q_e = calor recebido pelo gás (kcal/s)

Q_T = calor que passa pelo trocador (kcal/s)

Q = calor transferido no processo (kcal/s)

$\dot{m}_i$ = vazão em massa do fluido interno (kg/s)

$\dot{m}_e$ = vazão em massa do fluido externo (kg/s)

h = entalpia (kcal/kg)

C_p = calor específico (kcal/kg $^{\circ}\text{K}$)

T = temperatura ($^{\circ}\text{K}$)

U = condutância do trocador (kcal/m² $^{\circ}\text{K}$)

A = área de troca de calor (m²)

ΔT_m = diferença média de temperatura ($^{\circ}\text{K}$)

Subscritos

- e = externo
- i = interno
- ee = externo-entrada
- es = externo-saída
- ie = interno-entrada
- is = interno-saída

Observações:

- devido à equação II.2, adotar-se-á um único fluxo de calor, Q , eliminando-se os subscritos.
- na equação III.1.a, o termo $(h_{is} - h_{ie})$ é a entalpia de vaporização do fluído interno, que será doravante designado por h_{lv} . A vantagem disto é que a entalpia de vaporização independe da referência adotada para o cálculo das entalpias.
- na equação III.1.b, referente ao fluído externo, supõe-se que o mesmo seja um gás perfeito, donde a relação

$$h = C_p T \quad (III.3)$$
 é válida. O calor específico do gás é calculado na temperatura média do gás ao passar pelo trocador e admitido constante neste trajeto.
- ΔT_m é uma diferença média de temperatura, que pode ser calculada diretamente pelo método LMTD ou indiretamente pelo método $\epsilon - Ntu$. Ambos serão discutidos posteriormente no Capítulo VII.

Os termos UA e ΔT_m merecem maiores cuidados em seu tratamento. ΔT_m já foi citado nas observações acima. A seguir, faz-se um desenvolvimento do termo UA , cujas componentes serão estudadas nos capítulos IV a VI.

O inverso do termo UA é a resistência térmica do

trocador de calor, que se constitui, por sua vez, de resistências em série a saber:

- resistência entre o fluído externo e as paredes do trocador
- resistência de contato entre tubos e aletas
- resistência à condução nas paredes dos tubos
- resistência entre os tubos e o fluído interno.

A equação que descreve o fenômeno é, pois:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{oe} h_e A_e} + R_c + \frac{a}{k_T A_m} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (\text{III.4})$$

com as parcelas correspondendo as resistências supra-citadas. Os termos que compõem as parcelas significam:

η_{oe} = é a eficiência térmica da superfície aletada

h_e = coeficiente de transmissão de calor do lado aletado ($\text{kcal/m}^2 \text{s } ^\circ\text{C}$)

A_e = área de troca de calor do lado aletado (m^2)

R_c = resistência de contato entre tubos e aletas ($\text{S } ^\circ\text{C/kcal}$)

a = espessura da parede do tubo (m)

k_T = condutividade térmica do metal do tubo ($\text{kcal/m s } ^\circ\text{C}$)

A_m = área média de troca de calor (admite-se a média entre as áreas externas e internas) (m^2)

h_i = coeficiente de transmissão de calor no interior dos tubos ($\text{kcal/m}^2 \text{s } ^\circ\text{C}$)

A_i = área de troca de calor dentro dos tubos (em geral, igual a área interna dos mesmos) (m^2).

Observação

para diferenciar entalpias de coeficientes de transmissão de calor neste texto, deve-se atentar para os subscritos, que não deixam dúvidas. Assim, coeficientes de película - têm subscritos "e" ou "i", enquanto entalpias têm subscritos "ee", "es", "ie", "is" ou "lv".

Uma vez definidos os termos que influem no coeficiente global de troca de calor, deve-se quantificá-los. Como já se viu no Capítulo I, alguns destes termos são - bem complicados. Desta forma, sua determinação será feita nos Capítulos seguintes. Passa-se agora, ao Projeto do - Ventilador.

III.3 - Projeto do Ventilador

O ponto fundamental no Projeto do Ventilador é a perda de carga do gás ao escoar entre as aletas. Tem-se aqui um problema interessante. Quanto menor a queda de - pressão, menor o ventilador, mas pior é a troca de calor. Aumentando-se a velocidade do gás, melhora-se a troca de calor, mas aumenta-se muito o tamanho do ventilador. Uma combinação ideal deve, pois, ser encontrada. Esta, no entanto, foge ao escopo deste trabalho. Procurar-se-á, aqui, definir uma perda de carga e comparar a energia gasta no ventilador com aquela transferida como calor dentro do trocador. Um processo de otimização poderá, então, ser efetuado por tentativas. A equação para perda de pressão é a seguinte:

$$\Delta p = \frac{G_c^2 v_{ee}}{2 g c} \left| (1 + \sigma^2) \left(\frac{v_{es}}{v_{ee}} - 1 \right) + f \frac{A_e}{A_c} \frac{v_m}{v_{ee}} \right| \quad (\text{III.5})$$

onde:

$$G_c = \dot{m}_e / A_c \quad (\text{III.5a})$$

$$\delta = A_c / A_f \quad (\text{III.5b})$$

$$v_m = \frac{v_{ee} + v_{es}}{2} \quad (\text{III.5c})$$

Os termos das equações III.5 significam:

- Δp - queda de pressão no lado aletado (kgf/cm^2 ou mm.Hg)
- G_c - fluxo na área mínima ($\text{kg/m}^2\text{s}$)
- v - volume específico (m^3/kg)
- g_c - fator de proporcionalidade ($129,03 \text{ p/mmHg}$)
- σ - razão entre área mínima no fluxo (A_c) para a área frontal (A_f)
- f - coeficiente de atrito
- A_e - área de troca de calor no lado aletado (m^2)
- $\dot{m}_e$ - vazão em massa do fluído que escoar pelo lado aletado (kg/s)

Subscritos:

- ee - lado externo-entrada
- es - lado externo-saída
- m - médio
- c - refere-se à secção onde a área de escoamento é a menor (exceto em g_c)

A potência necessária para vencer a depressão - causada pelo trocador obtém-se da seguinte expressão:

$$N_v = \dot{m}_c \cdot \Delta p \cdot v_m \quad [W] \quad (III.6)$$

onde N_v é a potência do ventilador transferida para o fluido. Como a depressão é pequena, pode-se dar tratamento de fluido incompressível ao gás.

Admite-se, ainda, para efeito de cálculo dos volumes específicos de entrada e saída, que o gás é perfeito. Desta forma, vale a relação dos gases perfeitos

$$vp = RT \quad (III.7)$$

Note-se que os fatores devem estar em unidades coerentes. Adotando-se o Sistema Internacional, N_v está em [W], $\dot{m}_e$ em [kg/s], Δp em [Pa] e v_m em [m³/kg].

O processo de cálculo da queda de pressão é iterativo, uma vez que para calcular v_{es} necessitam-se de p_{es} , só obtido após o cálculo de Δp . Assim, assume-se um valor para p_{es} , calcula-se Δp , o novo p_{es} , compara-se com o anterior. Caso a diferença não seja suficientemente pequena, assume-se o p_{es} calculado e repete-se o processo.

Com a potência do ventilador e o calor transferido na unidade de tempo, pode-se comparar ambos. Se se conhecer os custos pode-se então determinar qual o trocador mais econômico.

Voltando agora à equação III.5 vale ressaltar - que f depende de inúmeros parâmetros, de forma que sua determinação exige cuidados e será tratada num capítulo posterior.

III.4 - ANEXOS

Figuras III.1- Volumes de Controle

III.1.a- Referente à equação III.1.a

III.1.b- Referente à equação III.1.b

III.1.c- Referente à equação III.1.c

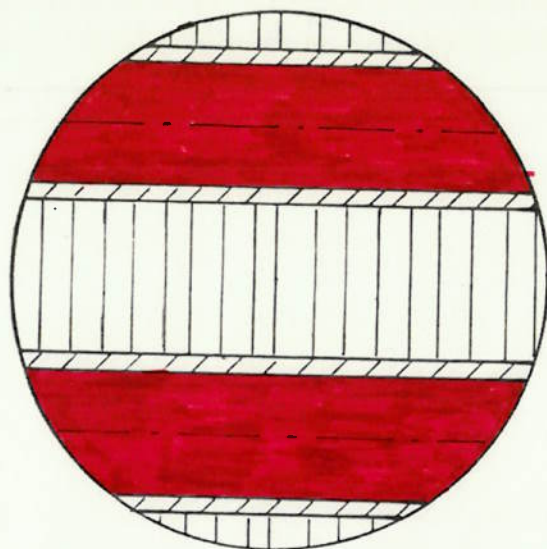


FIGURA III-1-a

Volume de Controle aplicado ao
Condensado

FIGURA III-1-b

Volume de Controle
aplicado ao Gas

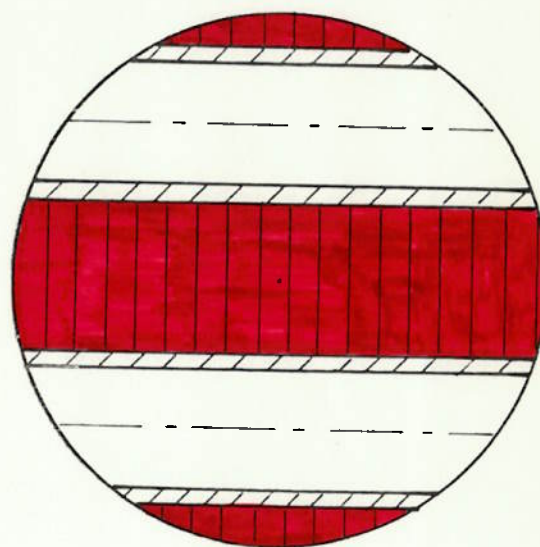


FIGURA III-1-c

Volume de Controle aplicado ao
Condensador

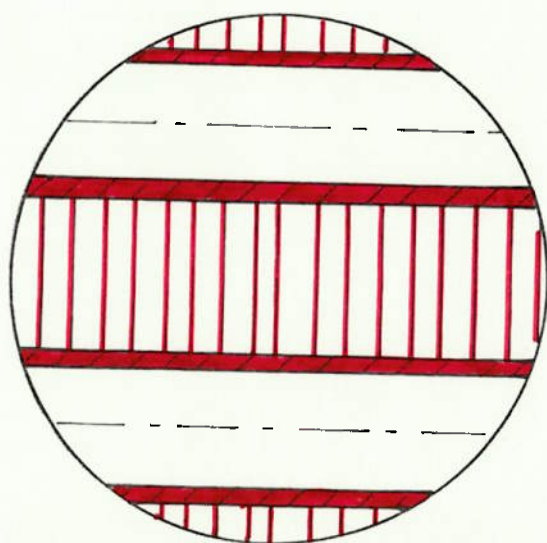


FIGURA III-1

volumes de controle das equações III-1

IV - RESISTÊNCIA TÉRMICA DO LADO ALETADO

IV.1 - Introdução

A resistência térmica do lado aletado consiste na primeira parcela da equação (III.4). Existem aí três termos a serem determinados: o coeficiente de transmissão de calor, a eficiência da superfície e a área externa de troca de calor.

A eficiência da superfície e a área externa de troca de calor não oferecem maiores problemas. A primeira possui solução exata, embora aproximações possam ser utilizadas. Uma discussão pormenorizada está apresentada no item IV.3. A segunda é um parâmetro geométrico com de terminação imediata a partir das dimensões do trocador - (vide fig.II.2).

Resta, pois, o coeficiente de transmissão de calor, que depende de praticamente todos os parâmetros geométricos, além do gás que escoar pelo lado aletado. O item IV.2 fornece um estudo sobre esta variável, bem como uma equação empírica para sua determinação. As dimensões e áreas utilizadas estão definidas na fig.II.1.

IV.2 - Coeficiente de Transmissão de Calor do Lado Aletado

Sem sombra de dúvida, o que mais contribui para a resistência térmica trocador de calor estudado é o coeficiente de transmissão de calor do lado aletado, que possui valor muito baixo. Num caso típico de transferência entre um gás e um líquido, ele consiste em aproxima-

damente 90% da resistência térmica global, enquanto o coeficiente de transmissão de calor no interior dos tubos e a resistência à condução dos tubos complementam este valor. No caso de condensador, o fluído mudando de fase melhora - em muito suas propriedades térmicas de forma que sua resistência térmica torna-se desprezível. A precisão do coeficiente de transmissão de calor do lado aletado, é pois, de fundamental importância para o projeto. Devido a isto, poucos trabalhos encontram-se na bibliografia em geral, uma vez que as empresas fabricantes têm pouco interesse em divulgar seus conhecimentos. Procura-se, a seguir, desenvolver uma expressão adequada a partir dos dados disponíveis.

IV.2.1- Trabalhos Publicados

As primeiras informações sobre os trocadores de calor estudados aparecem na referência [1], com gráficos referentes a duas geometrias. Outros trabalhos aparecem na referência [2].

Rich [2a e 2b] estudou o efeito do espaçamento - das aletas e do número de fileiras de tubos no coeficiente de transmissão de calor do lado aletado e na perda de pressão neste mesmo lado. Quanto à perda de carga, concluiu - que existe uma faixa ótima de espaçamento de aletas, onde o fator de atrito (f) é minimizado. Uma discussão pormenorizada encontra-se no Capítulo VIII. Quanto ao módulo de Colburn (j)^{*}, Rich concluiu ser este independente do espa-

* Os adimensionais, métodos de cálculo e equações serão - vistas mais adiante.

çamento das aletas, desde que se tomasse um número de Reynolds relativo ao espaçamento longitudinal dos tubos. Considerando-se o número de fileiras Rich descobriu duas tendências:

- para números de Reynolds maiores, um maior número de fileiras aumenta o módulo de Colburn
- para baixos números de Reynolds, um maior número de fileiras prejudica o módulo de Colburn.

Não existe um modelo que explique este fenômeno. Supõe-se que uma configuração de vórtices estáveis atrás das fileiras de tubos e uma distribuição de temperaturas não uniformes prejudiquem a transmissão de calor nas fileiras subsequentes. As aletas tendem a tornar estes vórtices mais estáveis, sendo que o módulo de Colburn diminui com o espaçamento das mesmas, para um mesmo número de Reynolds. Uma faixa crítica parece existir, após a qual os vórtices tornam-se instáveis e desprendem-se dos tubos, melhorando a troca de calor nos tubos a jusante, por meio de uma turbulência maior. Enfim, Rich alerta para o fato de só haver testado uma disposição do banco de tubos de forma que testes com outras geometrias são necessários.

Utilizando-se das geometrias de Rich e testando algumas outras, McQuiston [2c e 2d] desenvolveu expressões para o módulo de Colburn e o fator de atrito. Tais relações servirão de ponto de partida para este estudo.

Elmahdy e Biggs realizaram um trabalho semelhante ao de McQuiston, considerando apenas o fenômeno de troca de calor. Suas expressões baseiam-se em grupos adimensionais que não são claramente explicados. Por essa razão preferiu-se as expressões desenvolvidas por McQuiston.

IV.2.2- O Coeficiente de Transmissão de Calor

Obtém-se o coeficiente de transmissão de calor do lado aletado a partir de um agrupamento de adimensionais chamado Módulo de Colburn, cuja expressão encontra-se a seguir:

$$j = St \, Pr^{2/3} \quad (IV.1)$$

Os adimensionais, por sua vez, definem-se da seguinte maneira:

$$St - \text{número de Stanton} = h_e / (G_c \cdot Cp_e) \quad (IV.2)$$

$$Pr - \text{número de Prandtl} = Cp_e \cdot \mu / k_e \quad (IV.3)$$

μ - viscosidade dinâmica do gás (kg/ms)

k_e - condutividade térmica do gás (kcal/m s °K)

Uma vez conhecido o módulo de Colburn e as características do fluxo de gás, pode-se facilmente obter o coeficiente h_e . O problema consiste agora em determinar o módulo de Colburn, que é função do fluxo e da geometria do trocador. McQuiston desenvolveu a seguinte relação:

$$j_n = \left| \frac{1 - 1280 \, Nr \, Re_b^{-1,2}}{1 - 5120 \, Re_b^{-1,2}} \right| \cdot [0.0014 + 0.2618 \, JP] \quad (IV.4a)$$

$$JP = Re_D^{-0,4} \left| \frac{4}{\pi} \cdot \frac{x_b \cdot x_a \cdot \sigma}{D_H \cdot D} \right|^{-0.15} \quad (IV.4b)$$

onde:

j_n = módulo de Colburn para n fileiras

Nr = número de fileiras do Condensador

Re_b = número de Reynolds relativo ao espaçamento longitudinal

JP = módulo de Colburn não corrigido

Re_D = número de Reynolds relativo ao diâmetro externo dos tubos

D_H = diâmetro hidráulico da passagem do lado aletado (m)

O diâmetro hidráulico é definido pela equação (IV.5)

$$D_H = 4 \times A_c \cdot C_T / A_e \quad (IV.5)$$

C_T - comprimento aletado (m)

Os números de Reynolds por sua vez obtêm-se de:

$$Re_z = G_c \cdot Z / \mu \quad (IV.6)$$

onde Z é um comprimento característico no qual o número de Reynolds se baseia. No caso de Re_b , Z é o espaçamento longitudinal dos tubos (X_b); em Re_D , Z é o diâmetro dos tubos (D); existe ainda o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico (D_H), denotado por Re_{DH} .

Voltando agora às equações (IV.4a e b), vale ressaltar o seguinte:

- JP é uma espécie de módulo de Colburn que deve ser corrigido. O segundo termo da equação (IV.4b) representa uma razão entre a superfície de troca de calor do lado aletado e a superfície externa dos tubos sem aletas.

- corrigindo-se JP como no segundo termo da equação (IV.4a), chega-se ao módulo de Colburn para quatro fileiras. Em caso de trocadores com número de fileiras diferente de quatro, a correção é feita pelo primeiro termo da equação (IV.4a) (Note-se que para $Nr = 4$, este termo assume valor unitário).

IV.2.3- Limites das Equações

Existem faixas, dentro das quais os parâmetros - geométricos e variáveis dos trocadores normalmente recaem. Alguns limites aparecem abaixo:

- espessura de aletas (y): 0,15 a 0,40 mm
- aletas por metro (Ps) : 80 a 800
- diâmetro externo nominal dos tubos: 3/8" a 5/8"
- espaçamento dos tubos (X_a e X_b): 20 a 50mm
- velocidade de face (V_f): 1,00 a 4,00 m/s
- número de Prandtl do gás (Pr): 0,5 a 15

A velocidade de face é aquela medida na área de face:

$$V_f = \frac{\dot{m}_e}{A_f} \cdot v_{ee} \quad (IV.7)$$

As equações (IV.4a e b) recaem dentro desses limites, segundo seu autor, podendo então ser utilizadas. De-seja-se, ainda, que o erro decorrente da aplicação dessas equações seja no máximo igual a 10% em relação aos valores experimentais.

IV.2.4 - Aplicação das Equações e Resultados

As informações das geometrias extraídas dos trabalhos em IV.2.1 encontram-se no Apêndice A.1. Ali estão - relacionados os parâmetros geométricos de cada geometria , com o respectivo gráfico ($j \times Re_{DH}$).

Aplicou-se as equações IV.4 as geometrias, obtendo-se os valores das tabelas IV.1 a IV.25. Nestas tem-se o Re_{DH} , o módulo de Colburn experimental (extraído do respectivo gráfico do Apêndice A.1), o módulo de Colburn analítico e o desvio observado. Os gráficos IV.1 e IV.25 visualizam melhor os dados das tabelas. O Apend.A.2 traz uma listagem do programa de computador utilizado para o processamento.

IV.2.5 - Discussão dos Resultados

De posse dos desvios e dos gráficos IV.1 a IV.25 observou-se que o diâmetro hidráulico e o número de fileiras têm alguma influência nos desvios registrados. O primeiro influi diretamente no erro, enquanto que o segundo parece influir de forma diferente da admitida nas equações IV.4. Estudar-se-ã, pois, os dois parâmetros separadamente.

- Diâmetro hidráulico

A influência extra do diâmetro hidráulico está - relacionada ao expoente do segundo termo da equação (IV.4b) Admitiu-se uma certa variação a esse expoente (doravante chamado ω) e para cada geometria determinou-se o expoente correto. Por meio de uma regressão linear, a relação entre

ω e o diâmetro hidráulico foi encontrada.

$$\omega = -(0,19 - 1,236 \times 10^{-3}) \times \left(\frac{D_h}{25,4} \right)^{-1,5} \quad (\text{IV.8})$$

Neste procedimento utilizou-se apenas as configurações de 4 fileiras de profundidade de forma que a influência de N_r fosse anulada. Os resultados estão nas tabelas IV.1 a IV.25, colunas referentes ao valor final, e nos gráficos IV.1 a IV.25, para as superfícies onde $N_r = 4$. Como se pode observar, as modificações introduzidas provocaram efeitos benéficos, diminuindo os erros. Não se considera a superfície 1, uma vez que os valores experimentais da mesma foram corrigidos para quatro fileiras por uma constante válida para tubos sem aletas, que não vale para tubos aletados.

- Número de Fileiras de Tubos

A primeira parcela da equação IV.4a não satisfaz para números de Reynolds baixos, uma vez que ela gera uma curvatura inexistente nos dados experimentais, devendo ser aperfeiçoada. Para tanto calculou-se o módulo de Colburn para as superfícies com número de fileiras diferentes de 4, utilizando as equações IV.4a, IV.4b e IV.8. O erro é sempre para menos, devido à forte influência do número de fileiras e do número de Reynolds da 1ª parcela da equação IV.4a. A suposição de Rich quanto ao efeito do número de fileiras - no j_n não pode ser confirmada nem desmentida devido à escassez de dados.

Aparentemente diâmetros hidráulicos menores tendem a aumentar j_n para trocadores com mais de 4 fileiras. Tal tendência inverte-se num certo ponto. Trocadores com menos de 4 fileiras parecem ter comportamento contrário. Mais dados seriam necessários para definir estas tendências.

Procurar-se-á, então, apenas atenuar a influência do primeiro termo da equação IV.4a no valor de j_n .

Adotando-se procedimento análogo ao do diâmetro hidráulico, concluiu-se que o expoente de Re_b é função do número de fileiras e do diâmetro hidráulico. Uma expressão sugerida a partir dos resultados obtidos é:

$$\gamma = 562,68 D_H - 0,0133 Nr + 0,0533 \quad (IV.9)$$

onde γ é o novo expoente de Re_b . Com esta medida, obteve-se uma sensível melhora nos resultados, embora outras medidas experimentais sejam desejáveis.

Efetuando-se as modificações propostas, as equações IV.4 assumem a seguinte forma:

$$j_n = \left(\frac{1 - 1280Nr \cdot Re_b^\gamma}{1 - 5120 \cdot Re_b^\gamma} \right) \cdot (0,0014 + 0,2618 \cdot JP) \quad (IV.10a)$$

$$\gamma = 0,0533 - 562,68 D_H - 0,0133 Nr \quad (IV.10b)$$

$$JP = Re_D^{-0,4} \left(\frac{4 \cdot X_b \cdot X_a \cdot \sigma}{\pi \cdot D_H \cdot D} \right)^\omega \quad (IV.10c)$$

$$\omega = \frac{1,236 \cdot 10^{-3}}{(25,4 \times 10^{-3})^{-1,5}} \cdot D_H^{-1,5} - 0,19 \quad (IV.10d)$$

A determinação do coeficiente de transmissão de calor consegue-se pela substituição de j_n nas equações IV.1, 2 e 3) combinadas.

IV.3 - Eficiência da Superfície Aletada

A eficiência da superfície aletada leva em conta o fato de as superfícies extendidas (aletas) não estarem em contato direto com o fluido que escoia dentro do tubo. A expressão da mesma é, segundo a referência [3]:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_a}{A_e} (1 - \eta_f) \quad (\text{IV.11})$$

onde:

η_o - eficiência da superfície aletada

A_a - área de troca de calor das aletas (m^2)

A_e - área de troca de calor da superfície aletada (m^2)

η_f - eficiência das aletas

A razão entre áreas não constitui problema. A eficiência das aletas possui solução exata:

$$\eta_f = \frac{2 r_o}{m_o \cdot (r_e^2 - r_o^2)} \left| \frac{I_1(m_o r_e) \cdot K_1(m_o r_o) - K_1(m_e \cdot r_e) \cdot I_1(m_o r_o)}{I_o(m_o r_o) \cdot K_1(m_o r_e) - K_1(m_o \cdot r_e) \cdot K_o(m_o r_o)} \right| \quad (\text{IV.12})$$

I_o , I_1 , K_o e K_1 são funções de Bessel

$r_o = D/2$ - raio externo dos tubos (m)

$$r_e = \left| \left(\frac{x_a}{2} \right)^2 + x_b^2 \right|^{1/2} - \text{"raio equivalente da aleta (m)"} \quad (\text{IV.13})$$

$$m_o = \left(\frac{2h_e}{k_A y} \right)^{1/2} \quad (\text{IV.14})$$

k_A - condutibilidade térmica das aletas (kcal/m s °C)

Embora exata, a equação (IV.12) é complicada, a menos que funções de Bessel estejam disponíveis. Existem duas expressões simplificadas expostas a seguir.

$$\eta_f = \frac{\tanh(m_o H)}{m_o H} \quad (\text{IV.15a})$$

$$H = \frac{D}{2} (\rho - 1) (1 + 0,35 \ell n \rho) \quad (\text{IV.15b})$$

$$\rho = 1,27 \psi(\beta - 0,3)^{1/2} \quad (\text{IV.15c})$$

$$\psi = X_a/D \quad (\text{IV.15d})$$

$$\beta = \frac{2 \cdot r_e}{X_a} \quad (\text{IV.15e})$$

Uma simplificação das equações (IV.15) leva a:

$$\eta_f = \frac{1}{1 + \frac{1}{3} [m_o \cdot (r_e - r_o)]^2 \frac{r_e}{r_o}} \quad (\text{IV.16})$$

Devido à forma da equação (IV.16) e sua discrepância quase nula em relação às equações (IV.12) e (IV.15) ela será utilizada.

No capítulo II, mencionou-se a influência de k_A sobre a eficiência da superfície aletada. Supondo que k_A caia à metade de seu valor original (caso da substituição do cobre pelo alumínio), tem-se que o valor de m_o será multiplicado pela raiz quadrada de 2, que elevada ao quadrado dobra a segunda parcela do denominador de η_f . Supondo que η_f fosse igual a 0,8 seu novo valor, com o novo k_A , será 0,67. Se a razão das áreas aletada e total for de 0,8, tem-se $\eta_o = 0,84$ para o primeiro caso e $\eta_o = 0,73$ para o segundo. Isto representa uma discrepância de 13% entre os dois valores, o que não ultrapassa a incerteza na determinação de j_n .

IV.4 - ANEXOS

Tabelas e Gráficos IV.1 a IV.25
Valores Experimentais e Analíticos de
Coeficiente de Transmissão de Calor -
para as Geometrias do Anexo A.1

Legenda para as Tabelas IV.1 a IV.25

- RDH - número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico
RD - número de Reynolds baseado no diâmetro externo dos tubos
RB - número de Reynolds baseado no espaçamento longitudinal dos tubos
JEXP- módulo de Colburn experimental
JNI - módulo de Colburn analítico obtido a partir das - equações IV.4a a IV.4b - o
DJI - desvio percentual de JNI em relação a JEXP
JNF - módulo de Colburn analítico obtido a partir das - equações IV.10 - +
DJF - desvio percentual de JNF em relação a JEXP

Obs:- Colunas onde, ao invés de valores numéricos aparecem asteriscos (* * * * *) indicam falta de dados experimentais ou impossibilidade de aplicação das equações IV.4 ou IV.10.

TABELA IV- 1 - MÓDULOS DE COLUNA PARA A CONDIÇÃO 1

RDF	RD	RB	JEP	JNI	EJI	JNF	C.F
400.	1124.	2422.	.01250	.01252	0.00	.01208	-.03
600.	1680.	3633.	.01400	.01065	0.02	.01049	-.01
800.	2240.	4843.	.00560	.00983	0.02	.00950	-.01
1000.	2810.	6054.	.00680	.00911	0.03	.00881	0.00
1500.	4210.	9081.	.00740	.00795	0.07	.00770	0.04
2000.	5621.	12105.	.00660	.00724	0.10	.00701	0.06
3000.	8431.	18163.	.00560	.00637	0.14	.00617	0.10
4000.	11242.	24217.	.00500	.00583	0.17	.00565	0.13
6000.	16862.	36326.	.00420	.00516	0.23	.00502	0.19
8000.	22483.	48434.	.00370	.00475	0.29	.00462	0.29

GRAFICO IV- 1 - REFERENTE A TABELA IV- 1

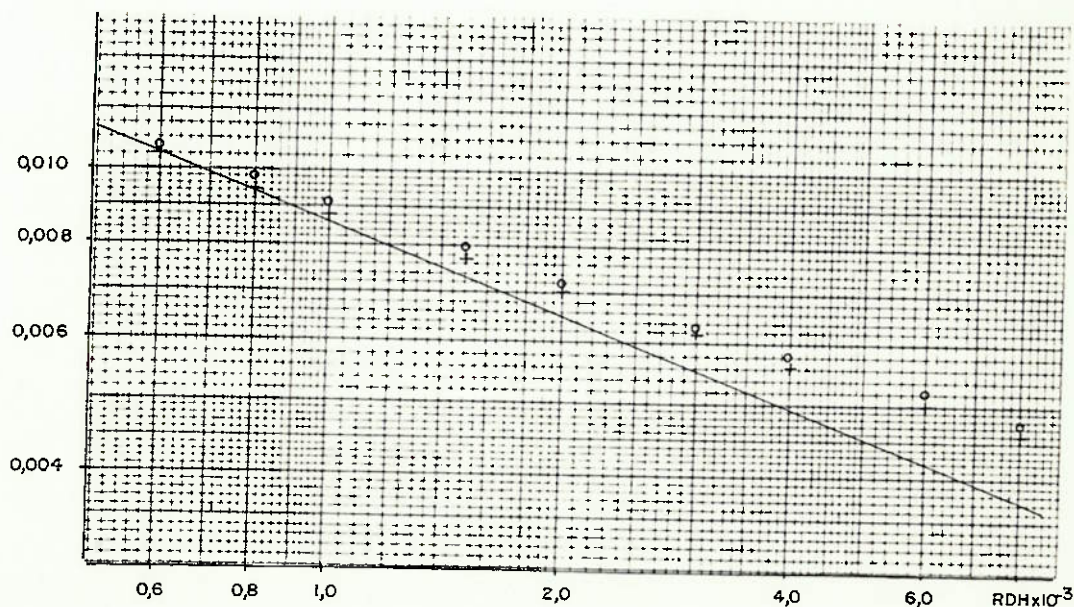


TABELA IV- 2 - MODULOS DE COLUNA PARA A CONF NLN 2

RDI	RD	RB	J EXP	JNI	D.I	JNF	DJF
400.	1977.	5117.	.00590	.00960	-.03	.00924	-.07
600.	2965.	7675.	.00660	.00837	-.03	.00807	-.06
800.	3953.	10234.	.00780	.00761	-.02	.00734	-.06
1000.	4942.	12792.	.00710	.00702	-.06	.00653	-.04
1500.	7412.	19189.	.00810	.00623	0.02	.00602	-.01
2000.	9883.	25595.	.00570	.00571	0.00	.00552	-.03
3000.	14825.	38377.	.00481	.00506	0.05	.00490	0.02
4000.	19766.	51170.	.00440	.00466	0.08	.00452	0.03
6000.	29649.	76754.	.00380	.00417	0.10	.00405	0.07
8000.	39532.	102339.	.00340	.00387	0.14	.00377	0.11

GRAFICO IV- 2 - REFERENTE A TABELA IV- 2

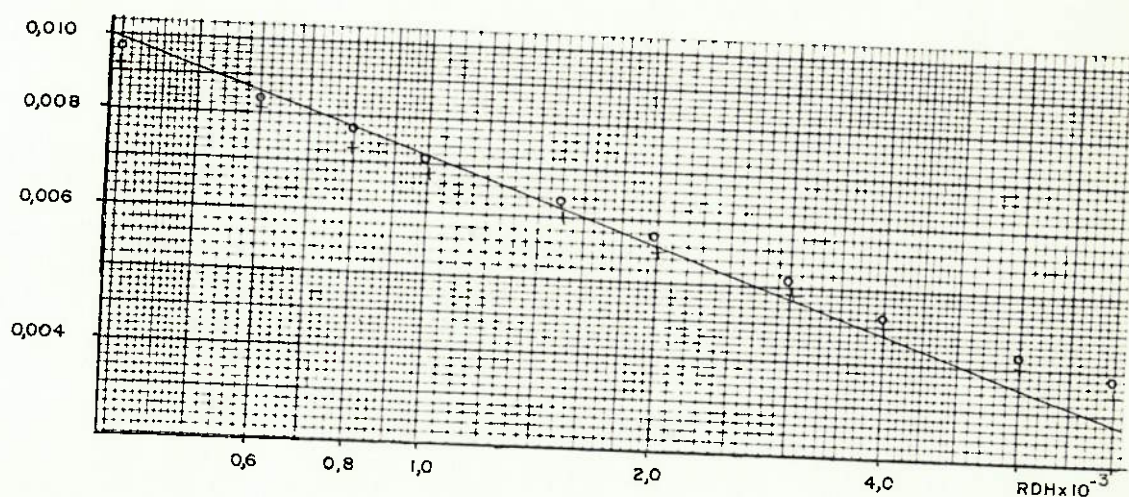


TABELA IV- 3 - MÓDULOS D. COLEBORA PARA 2 CONF NUN 3

RDH	HD	RB	J EXP	JNI	DSI	JNF	EJF
5000.	1364.	2915.	.01750	.01601	-.09	.01602	-.08
6000.	1637.	3376.	.01600	.01498	-.06	.01499	-.06
8000.	2182.	4501.	.01450	.01351	-.07	.01351	-.07
10000.	2728.	5627.	.01300	.01247	-.04	.01248	-.04
15000.	4091.	8440.	.01100	.01081	-.02	.01082	-.02
20000.	5455.	11254.	.00960	.00979	0.02	.00979	0.02
30000.	8183.	16880.	.00800	.00854	0.07	.00854	0.07
40000.	10910.	22506.	.00720	.00776	0.08	.00776	0.08
50000.	13636.	28134.	.00660	.00722	0.09	.00722	0.09
60000.	16365.	33759.	.00600	.00681	0.13	.00681	0.13

GRÁFICO IV- 3 - REFERENTE A TABELA IV- 3

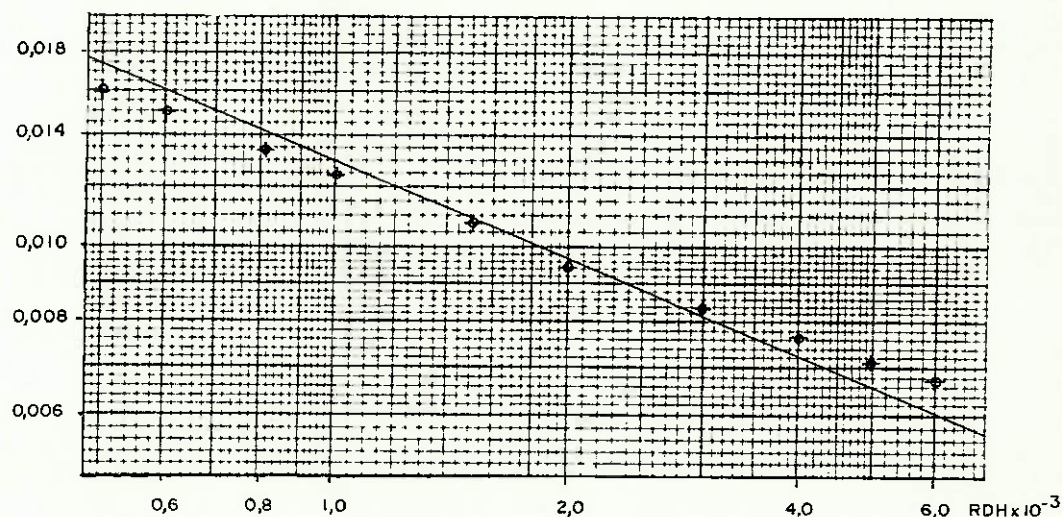


TABELA IV- 4 - MODULOS DE COLBRN PARA A CONF NL4 4

RDF	RD	RB	J EXP	JNI	DJI	JNF	DJF
800.	1108.	2285.	.01300	.01386	0.07	.01318	0.01
1000.	1384.	2856.	.01200	.01279	0.07	.01218	0.01
1500.	2077.	4284.	.01050	.01109	0.06	.01056	0.01
2000.	2769.	5712.	.00950	.01003	0.06	.00957	0.01
3000.	4153.	8568.	.00840	.00874	0.04	.00834	-.01
4000.	5535.	11424.	.00770	.00794	0.03	.00759	-.01
5000.	6922.	14280.	.00720	.00739	0.03	.00706	-.02
6000.	8307.	17136.	.00680	.00696	0.02	.00666	-.02
8000.	11076.	22848.	.00610	.00636	0.04	.00609	-.00
10000.	13845.	28560.	.00580	.00594	0.02	.00569	-.02

GRAFICO IV- 4 - REFLENTE A TABELA IV- 4

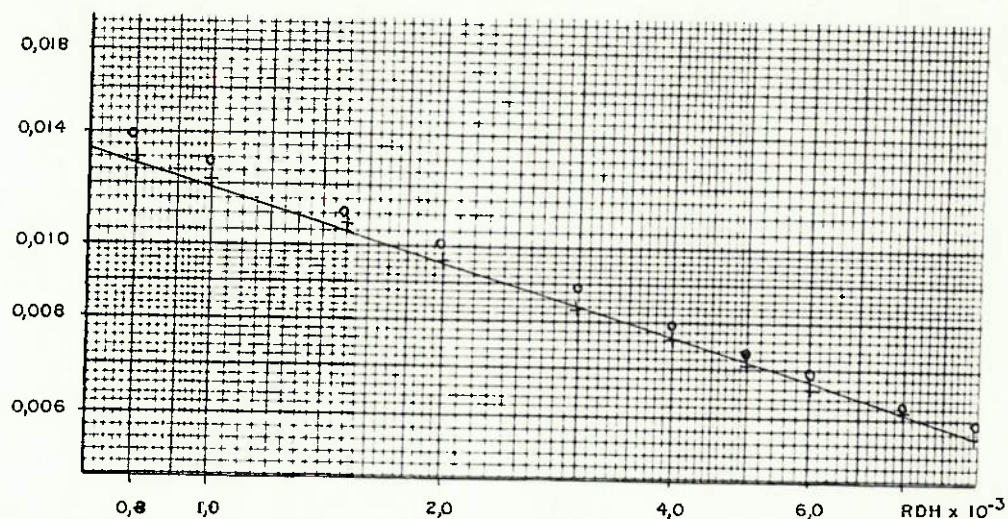


TABELA IV- 5 - MODULOS DE COLBURN PARA A CONF NUF 5

RDH	RD	RB	J EXP	JNI	CJI	JNF	DJF
600.	1182.	2439.	.01200	.01294	0.03	.01227	0.02
800.	1577.	3252.	.01100	.01169	0.06	.01109	0.01
1000.	1971.	4065.	.01020	.01081	0.06	.01026	0.01
1500.	2953.	6098.	.00900	.00940	0.04	.00893	-.01
2000.	3941.	8131.	.00820	.00853	0.04	.00811	-.01
3000.	5912.	12196.	.00720	.00746	0.04	.00711	-.01
4000.	7803.	16261.	.00660	.00680	0.03	.00649	-.02
5000.	9854.	20327.	.00610	.00634	0.04	.00605	-.01
6000.	11824.	24392.	.00590	.00600	0.02	.00573	-.03
7000.	13755.	28457.	.00550	.00572	0.04	.00547	-.01

GRAFICO IV- 5 - REFERENTE A TABELA IV- 5

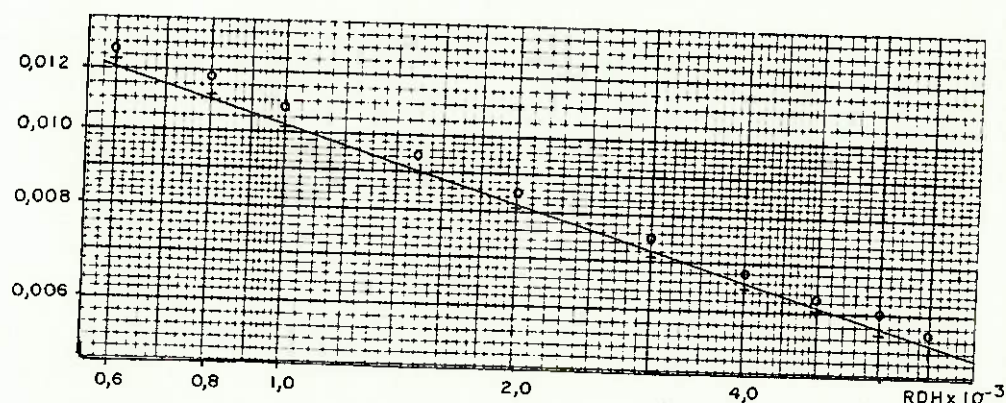


TABELA IV- 6 - MODULUS DA COLUNA PARA A CONF NUN 6

NDP	ND	RB	J EXP	JN1	DJI	JNF	DJF
300.	363.	1781.	.01200	.01375	0.15	.01312	0.09
400.	1151.	2375.	.01100	.01245	0.13	.01185	0.08
500.	1439.	2969.	.01000	.01150	0.15	.01096	0.10
600.	1727.	3562.	.00950	.01079	0.14	.01028	0.08
700.	2015.	4156.	.00900	.01023	0.14	.00975	0.08
800.	2303.	4750.	.00850	.00977	0.15	.00932	0.10
1000.	2876.	5938.	.00800	.00906	0.13	.00864	0.08
1500.	4317.	8906.	.00700	.00791	0.13	.00756	0.08
2000.	5757.	11875.	.00620	.00720	0.16	.00689	0.11
3000.	8635.	17813.	.00550	.00633	0.15	.00607	0.10

GRAFICO IV- 6 - REFERENC A TABELA IV- 6

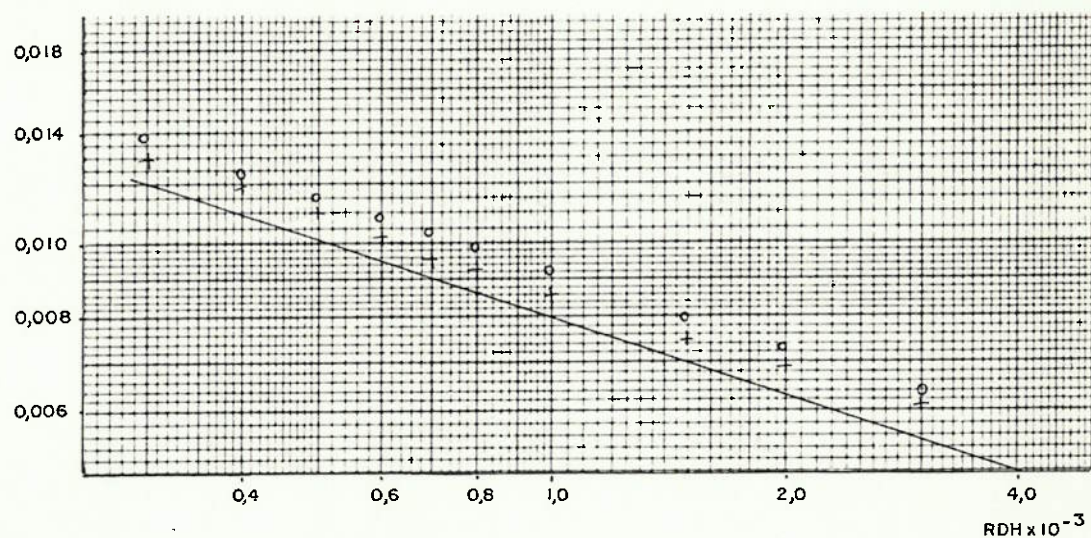


TABELA IV- 7 - MODULUS DE COLBURN PARA A CONF NUA 7

RDH	HD	RB	J EXP	JNI	CJI	JNF	D.F
400.	1334.	2752.	.01700	.01160	-.03	.01110	-.07
500.	1667.	3439.	.01100	.01072	-.03	.01027	-.07
600.	2001.	4127.	.01000	.01007	0.01	.00965	-.03
700.	2334.	4815.	.00950	.00955	0.01	.00916	-.04
800.	2668.	5503.	.00900	.00913	0.01	.00875	-.03
1000.	3335.	6879.	.00820	.00847	0.03	.00813	-.01
1500.	5002.	10318.	.00710	.00741	0.04	.00712	0.00
2000.	6669.	13758.	.00650	.00676	0.04	.00650	-.00
3000.	10004.	20636.	.00570	.00555	0.04	.00573	0.01
4000.	13338.	27515.	.00520	.00546	0.05	.00526	0.01

GRAFICO IV- 7 - REFERENTE A TABELA IV- 7

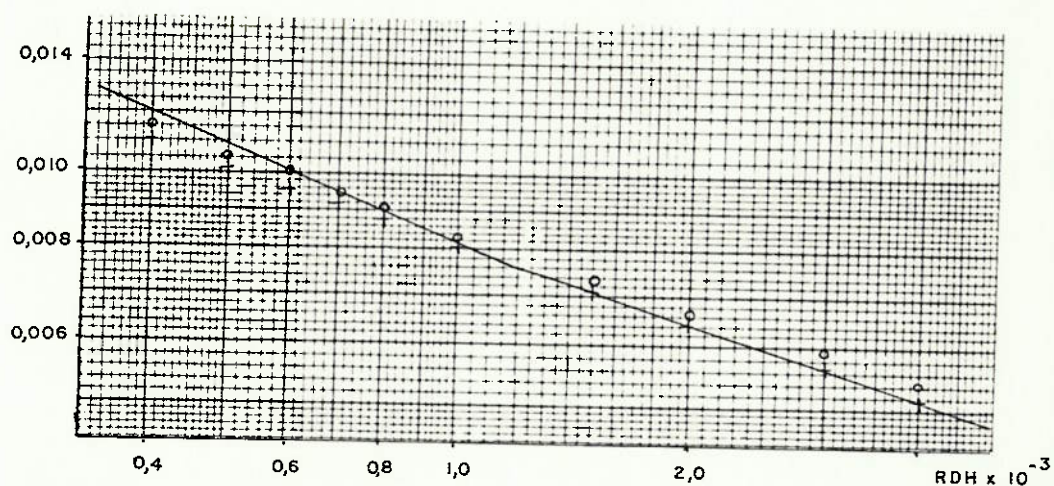


TABELA IV- 8 - MODULOS DE COLUNA PARA A CONF NUN 8

RDT	RD	RB	J EXP	JNI	D.I	JNF	D.F
400.	1574.	3246.	.01200	.01072	-.11	.01037	-.14
500.	1967.	4058.	.01100	.00993	-.10	.00961	-.13
600.	2361.	4870.	.01050	.00933	-.11	.00903	-.14
800.	3147.	6493.	.00960	.00846	-.12	.00820	-.15
1000.	3934.	8112.	.00900	.00786	-.13	.00762	-.15
1500.	5902.	12174.	.00780	.00689	-.12	.00669	-.14
2000.	7869.	16232.	.00700	.00630	-.10	.00611	-.13
3000.	11303.	24348.	.00610	.00556	-.09	.00541	-.11
4000.	15737.	32464.	.00560	.00511	-.09	.00497	-.11
5000.	19672.	40580.	.00520	.00479	-.08	.00467	-.10

GRAFICO IV- 8 - REFERENTE A TABELA IV- 8

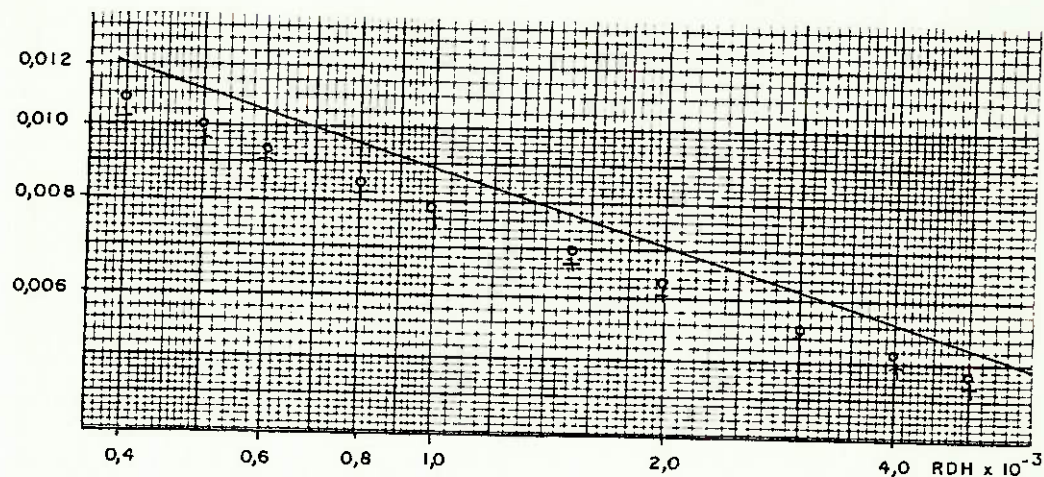


TABELA IV- 9 - MODULUS DE COLUEN PARA A CONF NLF 9

RCF	RC	RB	J EXP	J NI	CJI	JNF	C.F
300.	1439.	2969.	.01150	.01080	-.06	.01064	-.07
400.	1919.	3958.	.01050	.00977	-.07	.00964	-.06
500.	2399.	4948.	.00960	.00906	-.06	.00894	-.07
600.	2878.	5938.	.00900	.00852	-.05	.00841	-.07
700.	3358.	6927.	.00850	.00809	-.05	.00799	-.06
800.	3838.	7917.	.00810	.00775	-.04	.00764	-.06
1000.	4797.	9898.	.00750	.00720	-.04	.00711	-.05
1500.	7196.	14844.	.00650	.00634	-.03	.00626	-.04
2000.	9594.	19792.	.00590	.00580	-.02	.00573	-.03
3000.	14391.	29687.	.00510	.00514	0.01	.00508	-.00

GRAFICO IV- 9 - REFERENTE A TABELA IV- 9

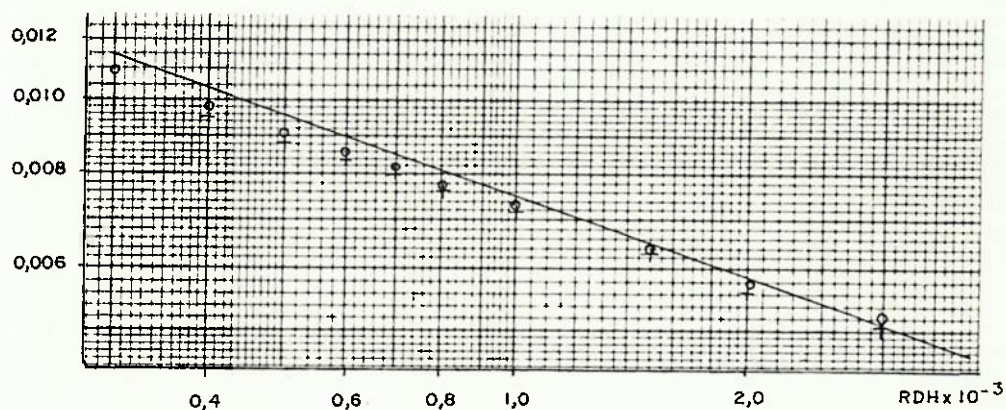


TABELA IV-10 - MÓDULOS DE DEFORMAÇÃO PARA A CONF NLP 10

RDH	RD	RU	JEP	JNI	DJI	JNF	DJF
300.	1875.	3868.	.01150	.00954	-.17	.00981	-.15
400.	2500.	5157.	.01100	.00865	-.13	.00890	-.11
500.	3125.	5448.	.00920	.00804	-.13	.00826	-.10
600.	3750.	7736.	.00860	.00757	-.12	.00777	-.10
700.	4375.	9025.	.00800	.00720	-.10	.00739	-.08
800.	5000.	10314.	.00760	.00690	-.09	.00708	-.07
900.	5625.	11604.	.00730	.00664	-.09	.00682	-.07
1000.	6250.	12893.	.00700	.00643	-.08	.00660	-.06
1500.	9375.	19339.	.00600	.00568	-.05	.00582	-.03
2000.	12500.	25786.	.00530	.00521	-.02	.00554	0.01

GRÁFICO IV-10 - REFERENTE A TABELA IV-10

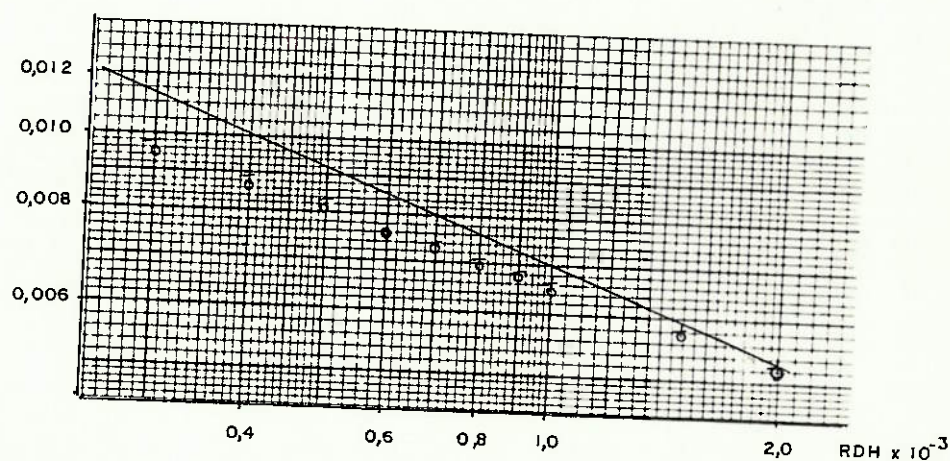


TABELA IV-11 - MODULOS DE COLEBRN PARA A CONF NUT 11

RDP	RD	RB	J EXP	JNI	DJI	JNF	DJF
200.	1831.	3776.	.01150	.00922	-.20	.01065	-.07
300.	2746.	5664.	.00930	.00805	-.13	.00927	-.00
400.	3661.	7552.	.00880	.00733	-.17	.00841	-.04
500.	4576.	9440.	.00800	.00682	-.15	.00701	-.02
600.	5492.	11328.	.00740	.00644	-.13	.00736	-.00
700.	6407.	13217.	.00700	.00614	-.12	.00701	0.00
800.	7322.	15105.	.00660	.00589	-.11	.00672	0.02
900.	8237.	16993.	.00620	.00568	-.08	.00647	0.04
1000.	9153.	18881.	.00600	.00551	-.08	.00626	0.04
1500.	13729.	28321.	.00520	.00489	-.06	.00553	0.06

GRAFICO IV-11 - REFERENTE A TABELA IV-11

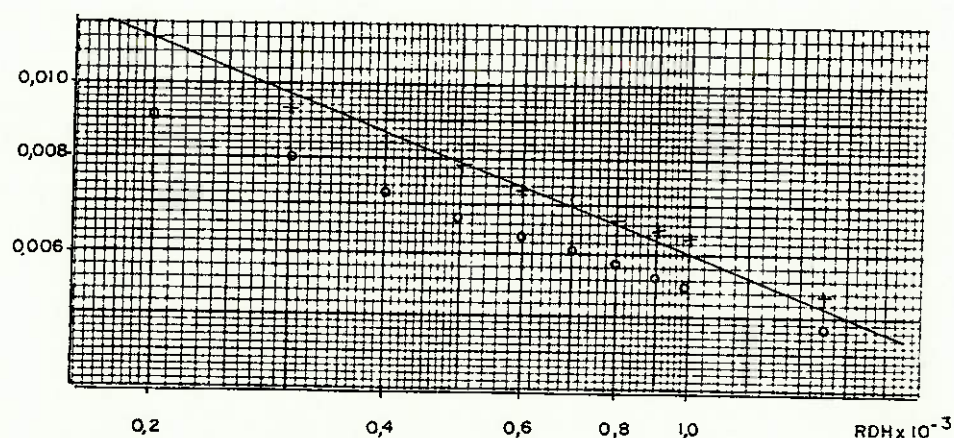


TABELA IV-12 - MODULOS DE COLBERT PARA A CONF NUN 12

RDH	RD	RB	J EXP	JNI	D.I	JNF	D.F
233.	1456.	3004.	.01700	.01449	-.15	.01792	0.05
310.	1930.	3997.	.01450	.01172	-.19	.01345	-.07
388.	2425.	5002.	.01250	.01025	-.18	.01138	-.09
465.	2906.	5995.	.01101	.00932	-.15	.01017	-.08
543.	3394.	7001.	.01000	.00865	-.13	.00933	-.07
620.	3875.	7994.	.00940	.00816	-.13	.00873	-.07
776.	4850.	10005.	.00820	.00743	-.09	.00786	-.04
1163.	7269.	14994.	.00640	.00638	-.00	.00666	0.04
1551.	9694.	19997.	.00540	.00577	0.07	.00600	0.11
2327.	14544.	30002.	.00420	.00507	0.21	.00524	0.25

GRAFICO IV-12 - REFERENTE A TABELA IV-12

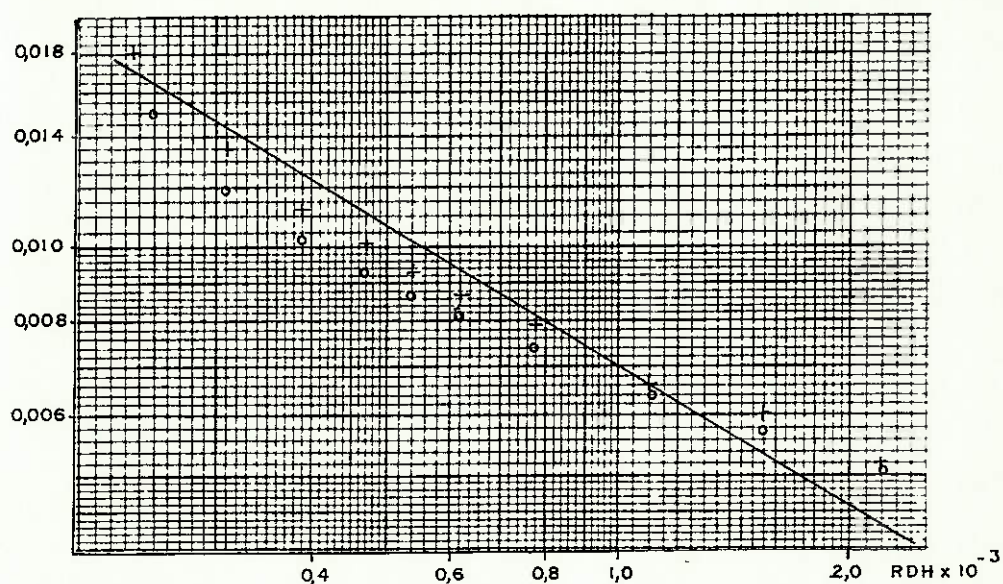


TABELA IV-13 - MODULUS DE COLLEEN PARA A CONF NUF 13

RDF	RD	RB	J EXP	JNI	EJI	JNF	C.F
233.	1456.	3004.	.01500	.01313	-.12	.01467	-.02
310.	1930.	3997.	.01350	.01095	-.19	.01162	-.12
383.	2425.	5002.	.01150	.00974	-.15	.01036	-.10
465.	2906.	5995.	.01100	.00856	-.10	.00944	-.06
543.	3594.	7001.	.00920	.00838	-.09	.00879	-.05
620.	3875.	7994.	.00850	.00793	-.07	.00829	-.02
776.	4950.	10005.	.00750	.00727	-.03	.00756	0.01
1163.	7269.	14994.	.00630	.00629	-.00	.00651	0.03
1551.	9694.	19997.	.00570	.00572	0.00	.00590	0.03
2327.	14544.	30002.	.00500	.00504	0.01	.00518	0.04

GRAFICO IV-13 - REFERENTE A TABELA IV-13

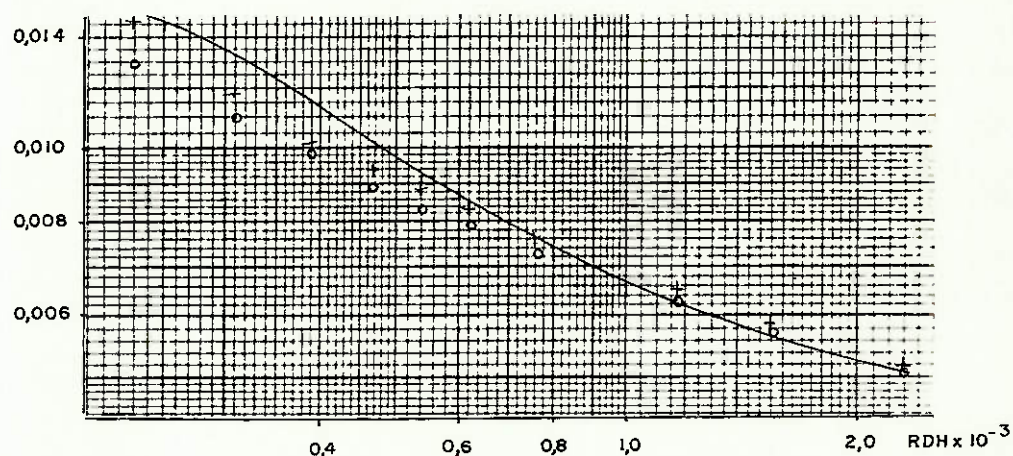


TABELA IV-14 - MODULOS DE COLUNA PARA A CONF NÚ 14

RDF	RD	RB	J EXP	JNI	DJI	JNF	DJF
233.	1456.	3004.	.01300	.01177	-.09	.01236	-.05
310.	1936.	3997.	.01150	.01019	-.11	.01061	-.08
388.	2425.	5002.	.01000	.00924	-.03	.00958	-.04
465.	2910.	5995.	.00840	.00859	-.09	.00809	-.05
543.	3394.	7001.	.00880	.00810	-.00	.00836	-.05
620.	3875.	7994.	.00820	.00771	-.06	.00725	-.03
776.	4850.	10005.	.00740	.00712	-.04	.00733	-.01
1163.	7269.	14994.	.00620	.00621	0.00	.00639	0.03
1551.	9694.	19997.	.00550	.00567	0.03	.00582	0.06
2327.	14544.	30002.	.00470	.00511	0.07	.00514	0.09

GRAFICO IV-14 - REFERENCIE A TABELA IV-14

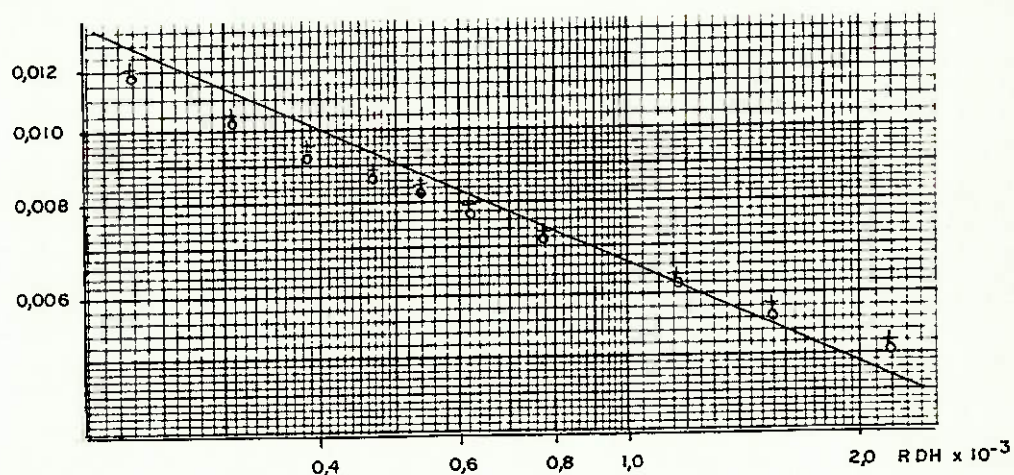


TABELA IV-15 - MODULOS DE COLBERT PARA A CONF NUM 15

ROF	RO	RB	J EXP	JNI	DJI	JNF	CJF
233.	1456.	3004.	.00900	.00914	0.00	.00951	0.00
310.	1938.	3997.	.00940	.00867	-.08	.00902	-.04
338.	2425.	5002.	.00930	.00824	-.11	.00854	-.08
465.	2906.	5995.	.00900	.00767	-.13	.00813	-.10
543.	3394.	7001.	.00850	.00754	-.11	.00778	-.08
620.	3875.	7994.	.00800	.00727	-.09	.00749	-.06
776.	4850.	10005.	.00740	.00681	-.08	.00701	-.05
1163.	7269.	14994.	.00620	.00605	-.02	.00622	0.00
1551.	9694.	19997.	.00570	.00557	-.02	.00571	0.00
2327.	14544.	30002.	.00430	.00496	0.03	.00508	0.00

GRAFICO IV-15 - REFERENTE A TABELA IV-15

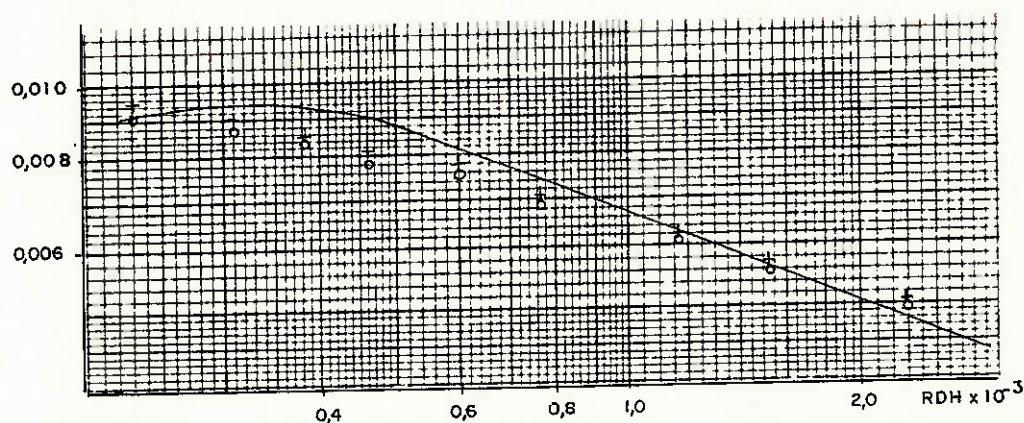


TABELA IV-16 - MÓDULOS DE COEFICIENTE PARA A CONFIANÇA 16

RDH	RD	RB	J EXP	JNI	DJI	JNF	DJF
300.	1875.	3868.	.00600	.00792	-.01	.00856	0.07
400.	2500.	5157.	.00620	.00771	-.06	.00815	-.01
500.	3125.	6446.	.00620	.00740	-.10	.00775	-.05
600.	3750.	7736.	.00600	.00710	-.11	.00740	-.07
700.	4375.	9025.	.00580	.00684	-.12	.00711	-.05
800.	5000.	10314.	.00550	.00661	-.12	.00685	-.09
900.	5625.	11604.	.00500	.00640	-.09	.00663	-.05
1000.	6250.	12893.	.00620	.00622	0.00	.00644	0.04
1500.	9375.	19339.	.00580	.00557	-.04	.00573	-.01
2000.	12500.	25786.	.00500	.00514	0.03	.00528	0.06

GRÁFICO IV-16 - REFERENTE A TABELA IV-16

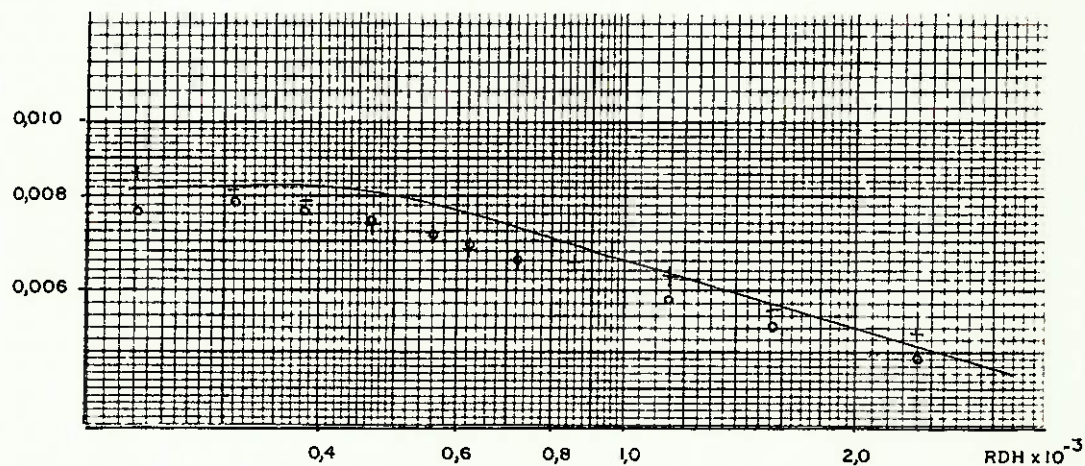


TABELA IV-17 - MODULUS DE COLEURN PARA A CONF NUP 17

RDP	RJ	R3	J EXP	JMI	DJI	JNF	DJF
400.	546.	1124.	.01500	.01773	0.18	.01687	0.12
500.	683.	1406.	.01450	.01633	0.13	.01555	0.07
600.	820.	1687.	.01400	.01528	0.09	.01455	0.04
700.	956.	1968.	.01400	.01445	0.03	.01377	-.02
800.	1093.	2249.	.01350	.01377	0.02	.01312	-.03
900.	1230.	2530.	.01250	.01320	0.06	.01258	0.01
1000.	1366.	2811.	.01200	.01272	0.05	.01212	0.01
1500.	2042.	4217.	.01070	.01102	0.03	.01052	-.02
2000.	2732.	5622.	.00976	.00958	0.05	.00953	-.02
2500.	3416.	7028.	.00900	.00924	0.03	.00883	-.02

GRAFICO IV-17 - REFERENTE A TABELA IV-17

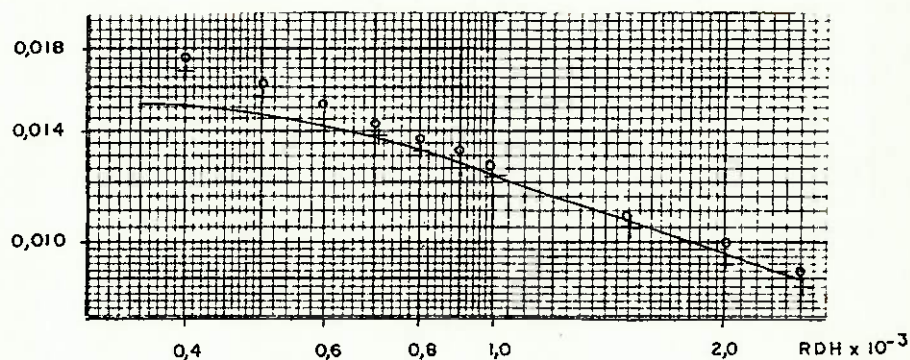


TABLA IV-18 - MODULOS DE ELASTICIDAD PARA A CONFINADO 18

RDH	RD	RB	J EXP	JNI	CJI	JNF	DJF
250.	640.	1317.	.01500	.01540	0.03	.01479	-.01
300.	768.	1580.	.01400	.01441	0.03	.01385	-.01
400.	1024.	2107.	.01300	.01300	-.00	.01250	-.04
500.	1280.	2634.	.01200	.01201	0.00	.01155	-.04
600.	1536.	3161.	.01100	.01126	0.02	.01083	-.02
700.	1792.	3687.	.01050	.01067	0.02	.01027	-.02
800.	2048.	4214.	.01000	.01019	0.02	.00981	-.02
900.	2304.	4741.	.00950	.00979	0.03	.00942	-.01
1000.	2560.	5268.	.00920	.00944	0.03	.00909	-.01
1500.	3840.	7902.	.00800	.00824	0.03	.00794	-.01

GRAFICO IV-18 - REFERENTE A TABLA IV-18

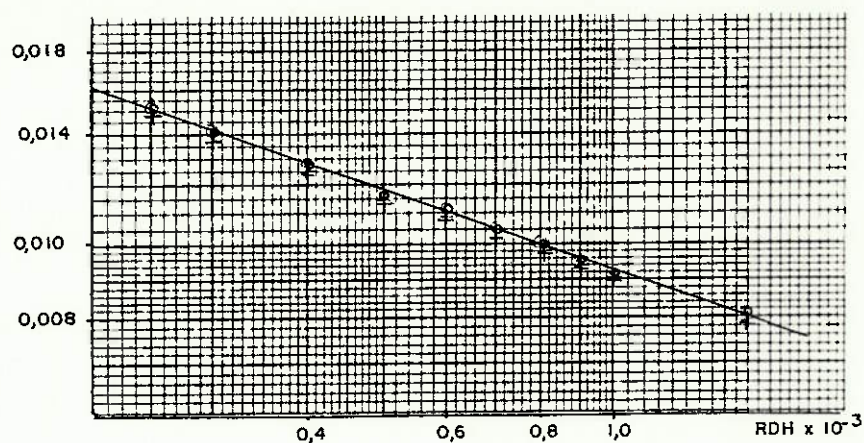


TABELA IV-19 - MÓDULOS DE TORSÃO PARA A CONF NUP 19

RDH	RD	RU	J EXP	JNI	DJI	JNF	DJF
250.	795.	1636.	.01320	.01385	0.05	.01350	0.02
300.	954.	1963.	.01250	.01297	0.04	.01265	0.01
400.	1272.	2612.	.01100	.01171	0.00	.01142	0.04
500.	1590.	3272.	.01000	.01083	0.05	.01057	0.06
600.	1908.	3927.	.00950	.01017	0.07	.00992	0.04
700.	2227.	4581.	.00900	.00964	0.07	.00941	0.05
800.	2545.	5238.	.00860	.00922	0.07	.00900	0.05
900.	2863.	5890.	.00810	.00886	0.09	.00865	0.07
1000.	3181.	6545.	.00780	.00855	0.10	.00835	0.07
1500.	4771.	9817.	*****	.00748	****	.00731	****

GRÁFICO IV-19 - REFERENTE A TABELA IV-19

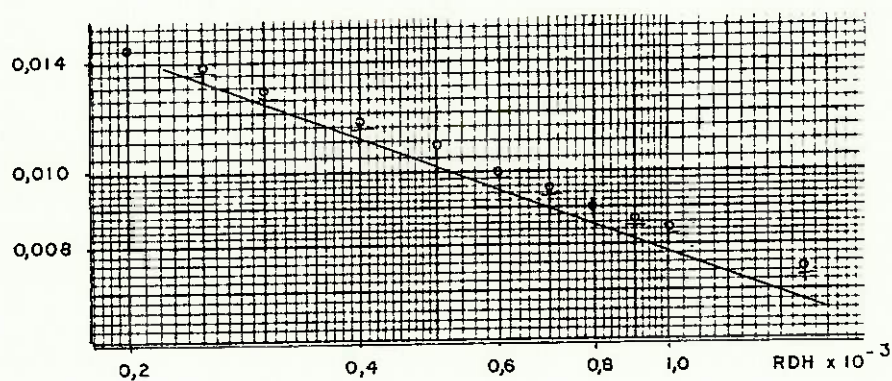


TABELA IV-20 - MODULUS DE COLBURN PARA A CONF NUP 20

RD+	RD	Rs	J EXP	JNI	EJI	JNF	DJF
200.	763.	1570.	*****	.01374	****	.01366	****
250.	954.	1963.	.01300	.01268	-.02	.01261	-.03
300.	1145.	2356.	.01220	.01189	-.03	.01182	-.03
400.	1526.	3141.	.01100	.01075	-.02	.01069	-.03
500.	1908.	3926.	.01000	.00995	-.00	.00990	-.01
600.	2290.	4711.	.00950	.00935	-.02	.00930	-.02
700.	2671.	5497.	.00890	.00887	0.01	.00883	0.00
800.	3053.	6282.	.00840	.00849	0.01	.00844	0.00
900.	3435.	7067.	.00800	.00816	0.02	.00812	0.01
1000.	3816.	7852.	.00750	.00768	0.01	.00784	0.00

GRAFICO IV-20 - REFERENTE A TABELA IV-20

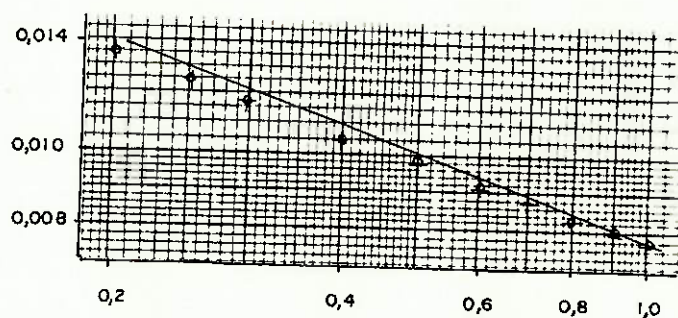


TABELA IV-21 - MODULOS DE COLUNA PARA A CONE NUA 21

RD	RD	RB	J E>P	JNI	DJI	JNF	D-F
200.	954.	1639.	*****	.01273	****	.01298	****
250.	1117.	2299.	*****	.01176	****	.01199	****
300.	1341.	2759.	.01200	.01104	-.08	.01124	-.06
400.	1788.	3678.	.01080	.00999	-.08	.01017	-.06
500.	2234.	4598.	.00980	.00926	-.06	.00942	-.04
600.	2681.	5517.	.00890	.00870	-.02	.00886	-.00
700.	3128.	6437.	.00830	.00827	-.00	.00841	0.01
800.	3575.	7356.	.00790	.00791	0.01	.00805	0.03
900.	4022.	8276.	.00750	.00761	0.01	.00774	0.03
1000.	4469.	9195.	*****	.00735	****	.00748	****

GRAFICO IV-21 - REFERENTE A TABELA IV-21

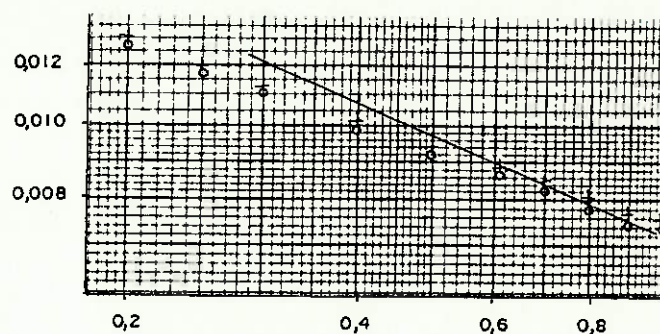


TABELA IV-22 - MODULOS DE COLCORN PARA A CONF NUM 22

RDF	RD	RB	J EXP	JNI	DJI	JNF	DLF
300.	768.	1580.	.01450	*****	****	.01385	-.05
400.	1024.	2107.	*****	.00579	****	.01249	****
500.	1280.	2634.	*****	.00797	****	.01155	****
600.	1536.	3161.	.01220	.00857	-.30	.01083	-.11
700.	1792.	3687.	*****	.00871	****	.01027	****
800.	2048.	4214.	*****	.00868	****	.00981	****
900.	2304.	4741.	.00750	.00857	0.14	.00942	0.28
1000.	2560.	5268.	*****	.00844	****	.00909	****
1200.	3072.	6321.	.00870	.00815	-.06	.00855	-.02
1500.	3840.	7902.	*****	.00774	****	.00794	****

GRAFICO IV-22 - REFERENTE A TABELA IV-22

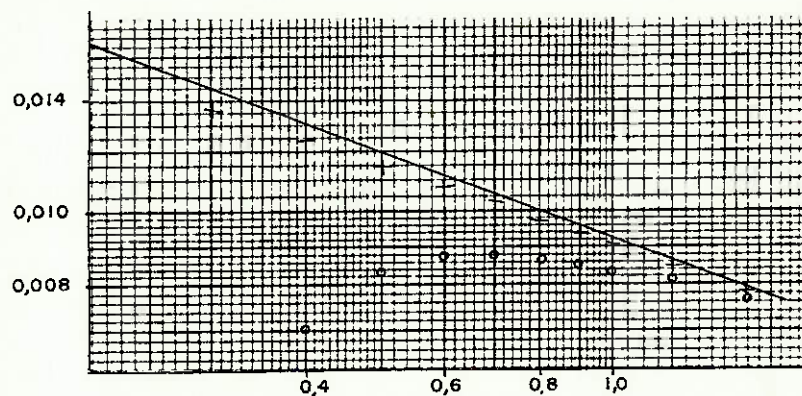


TABELA IV-23 - MODULOS DE COLBURN PARA A CONE NUN 23

RDH	RD	RB	JEP	JNI	DJI	JNF	D.F
300.	1718.	3521.	.01230	.00600	-.51	.00970	-.21
400.	2291.	4695.	.01100	.00674	-.39	.00882	-.20
500.	2864.	5866.	.01000	.00684	-.32	.00820	-.10
600.	3436.	7042.	.00950	.00676	-.29	.00773	-.19
700.	4009.	8215.	.00900	.00663	-.26	.00736	-.18
800.	4582.	9389.	.00850	.00648	-.24	.00705	-.17
900.	5155.	10564.	.00820	.00633	-.23	.00679	-.17
1000.	5727.	11736.	.00780	.00620	-.21	.00657	-.16
1200.	6873.	14084.	.00740	.00555	-.20	.00621	-.16
1500.	8591.	17605.	*****	.00563	****	.00530	****

GRAFICO IV-23 - REFERENTE A TABELA IV-23

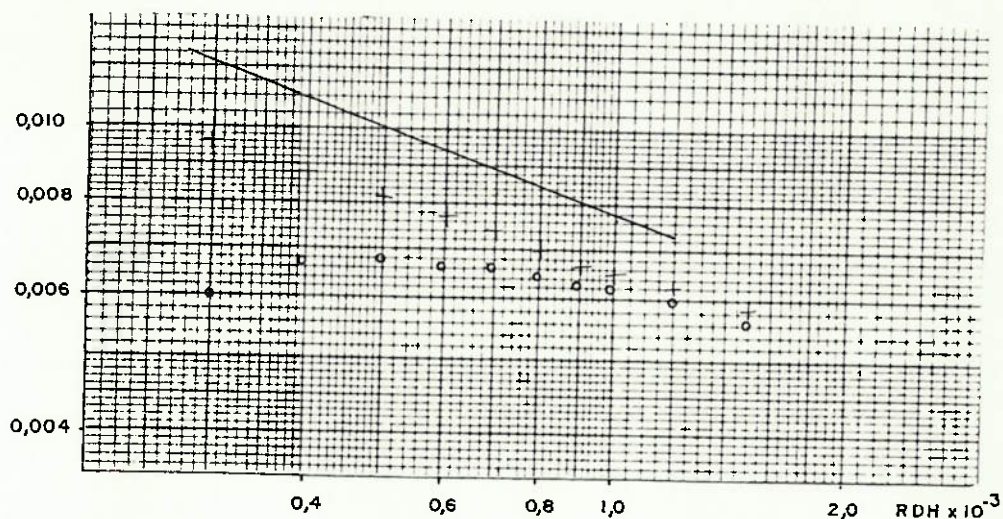


TABELA IV-24 - MÓDULOS DE COLUNA PARA A CONF NUF 24

RDF	RD	RJ	J EXP	JNI	DJI	JNF	CJF
400.	1124.	2422.	.01510	*****	****	.01200	-.20
600.	1686.	3633.	.01280	*****	****	.01048	-.18
800.	2248.	4843.	.01160	*****	****	.00950	-.18
1000.	2810.	6054.	.01070	*****	****	.00881	-.18
1500.	4216.	9081.	.00900	*****	****	.00770	-.14
2000.	5621.	12109.	.00800	.00150	-.81	.00701	-.12
3000.	8431.	18163.	.00680	.00334	-.51	.00617	-.09
4000.	11242.	24217.	.00600	.00389	-.35	.00565	-.06
6000.	16862.	36326.	.00510	.00412	-.19	.00502	-.02
8000.	22483.	48434.	.00450	.00400	-.09	.00462	0.03

GRÁFICO IV-24 - REFERENTE A TABELA IV-24

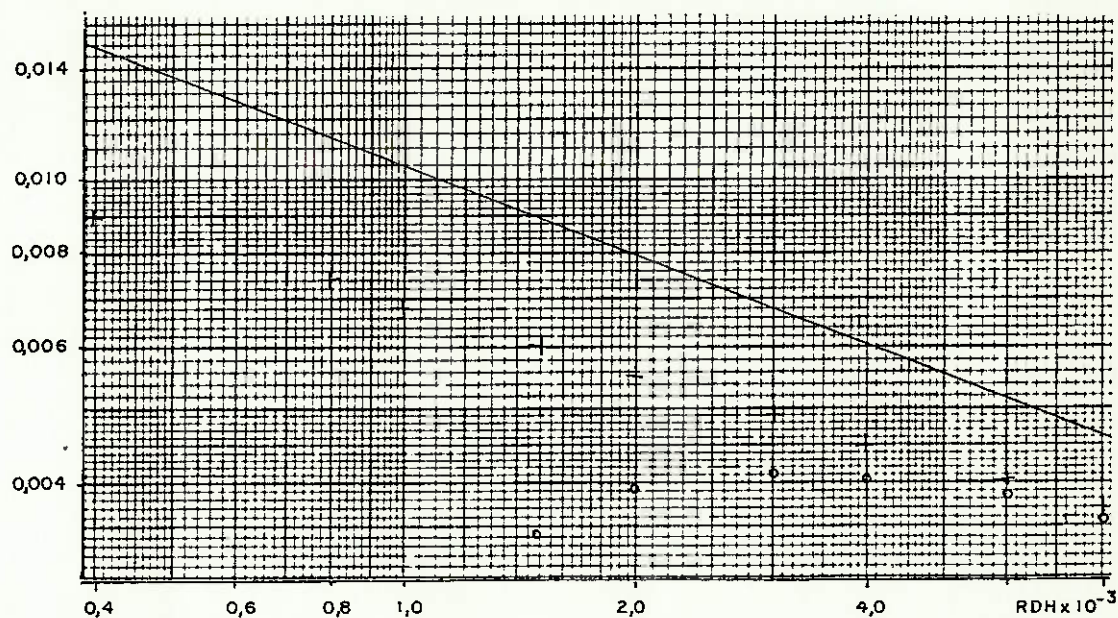
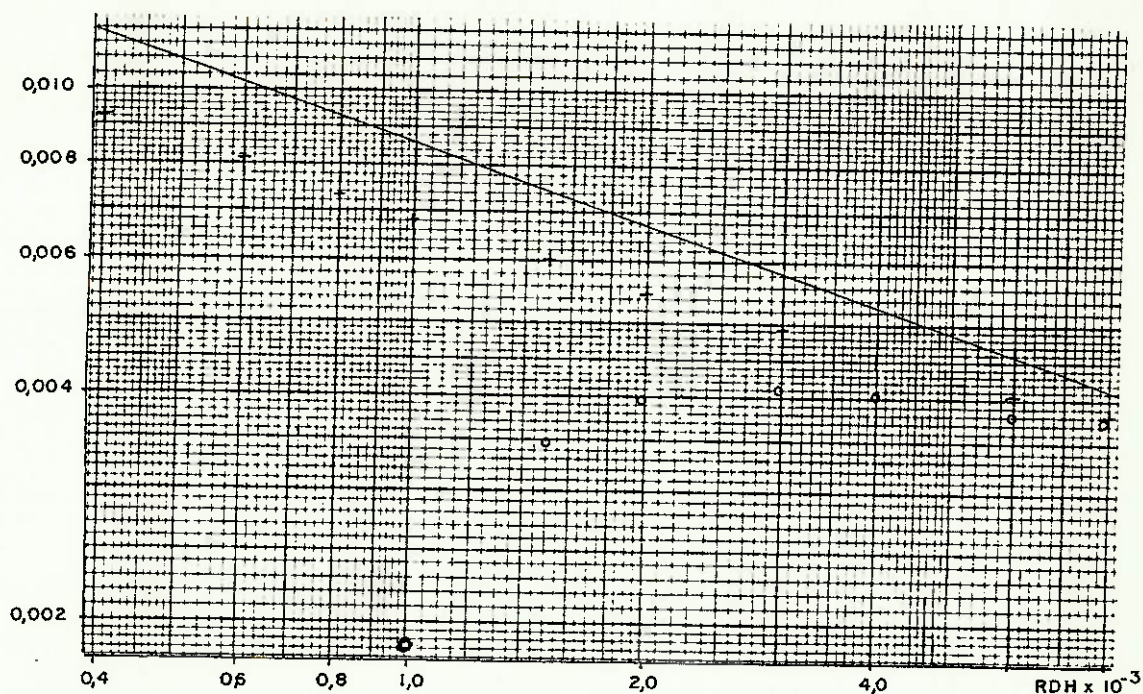


TABELA IV-25 - MÓDULOS DE COLORES PARA A CONF NÚM 25

RDH	RD	RB	JFP	JNI	DJI	JNF	DJF
400.	1977.	5117.	.01200	*****	****	.00924	-.23
600.	2965.	7675.	.01040	*****	****	.00807	-.22
800.	3953.	10234.	.00950	.00011	-.99	.00734	-.23
1000.	4942.	12792.	.00870	.00105	-.79	.00683	-.21
1500.	7412.	19189.	.00750	.00347	-.54	.00602	-.20
2000.	9883.	25585.	.00680	.00393	-.42	.00552	-.19
3000.	14825.	38377.	.00580	.00410	-.29	.00490	-.15
4000.	19766.	51176.	.00530	.00404	-.24	.00452	-.15
6000.	29649.	76754.	.00460	.00383	-.17	.00405	-.12
8000.	39532.	102339.	.00410	.00365	-.11	.00377	-.08

GRAFICO IV-25 - REFERENCIE A TABELA IV-25



V - RESISTÊNCIA À CONDUÇÃO E RESISTÊNCIA DE CONTATO

V.1 - Resistência à Condução

Consiste na 3ª parcela da equação II.4. Devido à pequena espessura da parede dos tubos e à alta condutividade dos metais, este termo não chega a 1% da resistência térmica global, de forma que pode ser desprezado.

V.2 - Resistência de Contato

A resistência de contato decorre de espaços de ar existentes entre tubos e aletas, provenientes da rugosidade das superfícies e eventualmente ampliada por uma montagem mal efetuada. Sua determinação depende de fatores aleatórios, como rugosidades sujeiras, etc, o que torna o cálculo complexo. Um ajuste bem executado, tubos limpos e em perfeito estado, furação das aletas perfeita, são fatores que reduzem a resistência de contato, tornando-a desprezível. Supõe-se aqui que todas as medidas para um ajuste perfeito foram tomadas. Maiores informações sobre a resistência de contato encontram-se na referência [3].

VI - COEFICIENTE DE TRANSMISSÃO DE CALOR PARA ESCOAMENTO NO INTERIOR DE TUBOS

Por se tratar de condensadores, onde há mudança de fase no fluído que escoar no interior dos tubos, o coeficiente de transmissão de calor não é de fácil determinação. Sabe-se, no entanto, que ele pode chegar a valor até o dobro do escoamento monofásico, e às vezes, mais. Este, por sua vez, pode ser calculado pela expressão para escoamento turbulento dentro de tubos-referência [4].

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{0,33} \quad (VI.1)$$

onde Nu_D é o número de Nusselt baseado no diâmetro do tubo

$$Nu_D = \frac{h_i D}{k_I} \quad (VI.2)$$

onde k_I é a condutividade térmica do fluído escoando no interior do tubo.

Pode-se, portanto, calcular h_i sem maiores problemas. Num cálculo típico, onde não há condensação, a resistência térmica devida a h_i equivale a aproximadamente 10% da referente a h_e . Com condensação, este valor tende a baixar ainda mais. Como a precisão de h_e é de 10%, a componente referente a h_i pode ser ignorada, face às incertezas envolvidas.

VII - LMTD versus ϵ - Ntu

Para fechar o cálculo térmico do trocador de calor, resta agora apenas definir o termo ΔT_m da equação (III.1c). Pode-se fazer isto de duas maneiras: pelo LMTD e pelo método ϵ - Ntu.

VII.1 - A Diferença Média Logarítmica de Temperaturas (LMTD)

O LMTD é uma diferença de temperaturas determinada teoricamente para trocadores de calor contra-corrente. Assim, a expressão de LMTD é, por definição:

$$LMTD = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)} \quad (VII.1a)$$

$$\Delta T_s = |T_{hs} - T_{cs}| \quad (VII.1b)$$

$$\Delta T_e = |T_{he} - T_{ce}| \quad (VII.1c)$$

ΔT_1 - diferença de temperatura no lado com maior variação

ΔT_2 - " " " " " " " menor "

"e" e "s" são subscritos que indicam as secções de entrada e de saída.

Em outros tipos de trocadores, ΔT_m é sempre menor que o LMTD. Neste caso, utiliza-se o fator de correção F . Este, por sua vez, depende também de ΔT_1 e ΔT_2 e normalmente encontra-se em gráficos, ilustrados na Figura VII.1 para os trocadores ora estudados. Caso um dos lados apresente mudança de fase, o trocador comporta-se como contra-corrente, ou seja, $F = 1$, independente da configuração do mesmo.

Como este trabalho limita-se a condensadores, pode-se tirar vantagem deste fato e admitir $F = 1$, simplificando os cálculos. Note-se que num cálculo rigoroso, considerando a zona de superaquecimento, o calor trocado pelo vapor antes de se condensar deveria ser obtido considerando-se o fator F . Como esta parcela é desprezada, os gráficos de F não são necessários. Mais adiante, num exemplo prático calcula-se a troca de calor sensível para que possa ser comparada com o calor latente do fluído que condensa.

VII.2 - O Método ϵ - Ntu

O Método ϵ - Ntu consiste numa determinação da equação (III.1c) sem o cálculo de ΔT_m . É, pois, um método indireto.

Três parâmetros são necessários para efetuar o processo:

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{(\dot{m} C_p)_h (th_e - th_s)}{(\dot{m} C_p)_{\min} (th_e - tc_e)} = \frac{(\dot{m} C_p)_c (tc_s - tc_e)}{(\dot{m} C_p)_{\min} (th_e - tc_e)} \quad (VII.2)$$

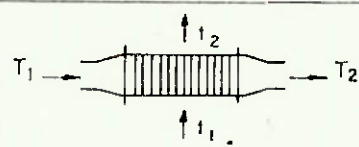
Table 1 Values of $a_{i,k}$ for 1 row, 1 pass					
	$i = 1$	2	3	4	
$k = 1$	-4.62×10^{-1}	-3.13×10^{-2}	-1.74×10^{-1}	-4.20×10^{-2}	
2	5.08×10^0	5.29×10^{-1}	1.32×10^0	3.47×10^{-1}	
3	-1.57×10^1	-2.37×10^0	-2.93×10^0	-8.53×10^{-1}	
4	1.72×10^1	3.18×10^0	1.99×10^0	6.49×10^{-1}	

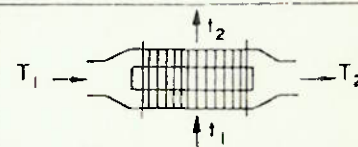
Table 2 Values of $a_{i,k}$ for 2 row, 1 pass					
	$i = 1$	2	3	4	
$k = 1$	-3.34×10^{-1}	-1.54×10^{-1}	-8.65×10^{-2}	5.53×10^{-2}	
2	3.30×10^0	1.28×10^0	5.46×10^{-1}	-4.05×10^{-1}	
3	-8.70×10^0	-3.35×10^0	-9.29×10^{-1}	9.53×10^{-1}	
4	8.70×10^0	2.83×10^0	4.71×10^{-1}	-7.17×10^{-1}	

Tabela 7.1.1- 1 fileira-um passe Tabela 7.1.2- 2 fileiras-um passe

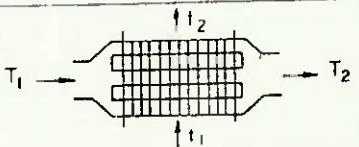
Table 3					
Values of $a_{i,k}$ for 3 row, 1 pass					
	$i = 1$	2	3	4	
$k = 1$	-8.74×10^{-2}	-3.18×10^{-2}	-1.83×10^{-2}	7.10×10^{-3}	
2	1.05×10^0	2.74×10^{-1}	1.23×10^{-1}	-4.99×10^{-2}	
3	-2.45×10^0	-7.46×10^{-1}	-1.56×10^{-1}	1.09×10^{-1}	
4	3.21×10^0	6.68×10^{-1}	6.17×10^{-2}	-7.46×10^{-2}	

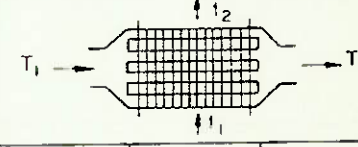
Table 4					
Values of $a_{i,k}$ for 4 row, 1 pass					
	$i = 1$	2	3	4	
$k = 1$	-4.14×10^{-2}	-1.39×10^{-2}	-7.23×10^{-3}	6.10×10^{-3}	
2	6.15×10^{-1}	1.23×10^{-1}	5.66×10^{-2}	-4.68×10^{-2}	
3	-1.20×10^0	-3.45×10^{-1}	-4.37×10^{-2}	1.07×10^{-1}	
4	2.06×10^0	3.18×10^{-1}	1.11×10^{-2}	-7.57×10^{-2}	

Tabela 7.1.3- 3 fileiras-1 passe Tabela 7.1.4- 4 fileiras-1 passe

$$F = 1 - \sum_{i=1}^m \sum_{k=1}^n a_{i,k} \cdot (1 - r_{i,m})^k \cdot \sin(2 \cdot i \cdot \arctan R)$$

$$R = \frac{T_{ie} - T_{is}}{T_{es} - T_{ee}} \quad r_{1,m} = \frac{LMTD}{T_{ie} - T_{ee}}$$

Fig.7.1 - Tabelas dos valores de a_{ik} para o cálculo do fator F para várias configurações.

Table 5 Values of $a_{i,k}$ for 2 row, 2 pass					
	$i = 1$	2	3	4	
$k = 1$	-2.35×10^{-1}	-7.73×10^{-2}	-5.98×10^{-2}	5.25×10^{-3}	
2	2.28×10^0	6.32×10^{-1}	3.64×10^{-1}	-1.27×10^{-2}	
3	-6.44×10^0	-1.63×10^0	-6.13×10^{-1}	-1.14×10^{-2}	
4	6.24×10^0	1.35×10^0	2.76×10^{-1}	2.72×10^{-2}	

Table 6 Values of $a_{i,k}$ for 3 row, 3 pass					
	$i = 1$	2	3	4	
$k = 1$	-8.43×10^{-1}	3.02×10^{-2}	4.80×10^{-1}	8.12×10^{-2}	
2	5.35×10^0	-9.64×10^{-3}	-3.28×10^0	-8.34×10^{-1}	
3	-1.28×10^1	-2.28×10^{-1}	7.11×10^0	2.19×10^0	
4	9.24×10^0	2.66×10^{-1}	-4.90×10^0	-1.69×10^0	

Tabela 7.1.5- 2 fileiras-2 passes Tabela 7.1.6- 3 fileiras-3 passes

Table 7 Values of $a_{i,k}$ for 4 row, 2 pass					
	$i = 1$	2	3	4	
$k = 1$	-6.05×10^{-1}	2.31×10^{-2}	2.94×10^{-1}	1.98×10^{-2}	
2	4.34×10^0	5.90×10^{-3}	-1.99×10^0	-3.05×10^{-1}	
3	9.72×10^0	2.48×10^{-1}	4.32×10^0	8.97×10^{-1}	
4	1.54×10^1	2.87×10^{-1}	-3.00×10^0	-7.31×10^{-1}	

Table 8 Values of $a_{i,k}$ for 4 row, 4 pass					
	$i = 1$	2	3	4	
$k = 1$	-3.39×10^{-1}	2.77×10^{-2}	1.79×10^{-1}	-1.99×10^{-2}	
2	2.38×10^0	-9.99×10^{-2}	-1.21×10^0	4.00×10^{-2}	
3	-5.26×10^0	9.04×10^{-2}	2.62×10^0	4.94×10^{-2}	
4	3.90×10^0	-8.45×10^{-4}	-1.81×10^0	-9.81×10^{-2}	

Tabela 7.1.7- 4 fileiras-2 passes

Tabela 7.1.8- 4 fileiras - 4 passes

Table 9 Values of $a_{i,k}$ for Pure crossflow					
	$i = 1$	2	3	4	
$k = 1$	6.69×10^{-2}	0.0	3.95×10^{-2}	0.0	
2	-2.78×10^{-1}	0.0	-2.20×10^{-1}	0.0	
3	1.11×10^0	0.0	4.54×10^{-1}	0.0	
4	1.36×10^{-1}	0.0	-2.58×10^{-1}	0.0	

Tabela 7.1.9- Fluxo cruzado

Table 10 Values of $a_{i,k}$ for 1-2 Shell-8-tube					
	$i = 1$	2	3	4	
$k = 1$	-4.74×10^{-1}	0.0	-2.03×10^{-1}	0.0	
2	5.57×10^0	0.0	1.76×10^0	0.0	
3	-1.86×10^1	0.0	-4.61×10^0	0.0	
4	2.20×10^1	0.0	3.86×10^0	0.0	

Tabela 7.1.10- Casco e Tubo

ϵ - efetividade do trocador de calor

q - calor efetivamente trocado (kcal/s)

$q_{\max}$ calor máximo que poderia ser trocado (kcal/s)

$\dot{m}$ - vazão em massa (kg/s)

C_p - calor específico (kcal/kg $^{\circ}\text{K}$)

t - temperatura ($^{\circ}\text{C}$ ou $^{\circ}\text{K}$)

Subscritos

h - lado quente

c - lado frio

e - entrada

s - saída

$\min$ - mínimo entre o lado quente e o frio

$$Ntu = \frac{U A}{(\dot{m} C_{p_{\min}})} \quad (\text{VII.3})$$

Ntu = número de unidades de transferência do trocador.

O terceiro parâmetro é a razão entre as capacidades caloríficas mínima (numerador) e máxima (denominador). A capacidade calorífica é definida pelo agrupamento $(\dot{m} C_p)$. Para condensadores, a capacidade calorífica do fluido mudando de fase é infinita, de forma que este parâmetro assume valor nulo. Evidentemente, isto não vale para a região de superaquecimento que o fluido atravessa até atingir o estado saturado, que será, como já foi observado, - desprezado.

Os três adimensionais supra-citados relacionam-se segundo uma equação única, conforme a geometria. No caso de condensadores, a relação envolve apenas os adimensionais ϵ e Ntu , conforme a equação abaixo:

$$\epsilon = 1 - e^{-Ntu} \quad (\text{VII.4})$$

Em outros casos, relações mais complexas existem. Kays & London [1] apresentam tais relações para alguns tipos de trocadores de calor compactos.

Conhecendo-se as temperaturas e capacidades caloríficas, além da geometria, pode-se determinar UA através das relações (VII.2), (VII.3) e (VII.4).

VII.3)- Comparação entre os Dois Métodos

Comparar-se-ã os métodos LMTD e ϵ - Ntu por meio de problemas típicos, que comporão o programa de computador do capítulo X. Dois deles referen-se ao projeto e três deles à avaliação do desempenho do condensador. Lista-se, a seguir, os problemas bem como sua solução por ambos os métodos.

1º Tipo de Problema - Avaliação do Desempenho de um Condensador.

Neste tipo de problema, conhece-se a geometria do trocador e alguns dados sobre os fluxos. Deseja-se calcular as variáveis que restam incognitas nos fluxos.

- a)- Conhece-se: o fluxo do lado aletado (o gás, as temperaturas e a vazão em massa)
- deseja-se: a vazão em massa e a temperatura do condensado .

Método ϵ -Ntu	Método LMTD
- determinar UA (eq.III.4)	- determinar UA (eq.III.4)
- determinar Ntu(eq.VII.3)	- determinar o calor trocado (eq. III.1b)
- determinar a temperatura do condensador(eq.VII.2)	- determinar o LMTD(eq.III.1c) $c/\Delta T_m$ - LMTD
- determinar a entalpia de vaporização do condensado a partir da temperatura do condensado(T_i)	- determinar T_i (eq.VII.1a)
- determinar o calor trocado (eq.III.1b)	- calcular a vazão em massa do condensador(eq.IV.1a)
- determinar a vazão em massa do condensado (eq.III.1a)	

- b) - conhece-se: o fluxo no interior dos tubos (vazão em massa e temperatura de condensação) e a temperatura de entrada do lado aletado
- deseja-se: a vazão em massa e a temperatura de saída do lado aletado.

Método ϵ - Ntu	Método LMTD
- determinar o calor trocado (Q) (eq.III.1a)	- determinar o calor trocado (eq.III.1a)
- admitir uma temperatura de saída do lado aletado T_{es}	- admitir a temperatura de saída do lado aletado $-T_{se}$
- determinar UA (eq.III.4)	- determinar UA (eq.III.4)
- determinar $\dot{m}_e$ (eq.III.1b)	- determinar LMTD (eq.III.1c)
- determinar Ntu (eq.VII.3)	- determinar T_{es} (eq.VII.1a)
- determinar ϵ (eq.VII.4)	(eq.transcendental por tentativa).
- determinar T_{es} (eq.VII.2)	- Comparar T_{es} calculado com T_{es} admitido e, se necessário, reiterar admitindo T_{es} calculado como o real.
- comparar T_{es} calculado c/ T_{es} admitido e, se necessário reiterar admitindo T_{es} calculado como real.	

c) dados:-vazões e temperaturas de entrada do lado aletado.
 -deseja-se: as temperaturas do condensado e de saída do lado aletado.

Método ϵ - Ntu	Método LMTD
- admitir T_{es}	- admitir T_i
- calcular UA (eq.III.4)	- calcular h_{ev} (função de t_i)
- determinar Ntu (eq.VII.3)	- determinar Q (eq.III.1a)
- determinar ϵ (eq.VII.4)	- determinar T_{es} (eq.III.1b)
- determinar T_i (eq.VII.2)	- determinar UA (eq.III.4)
- determinar h_{lv} (função de T_i)	- determinar LMTD (eq.III.1c)
- determinar Q (eq.III.1a)	- determinar T_i (eq.VII.1a)
- determinar T_{es} (eq.1b)	
- comparar c/ T_{es} admitido e reiterar, se necessário, admitindo T_{es} calculado como o real.	- comparar com T_i admitido e reiterar, se necessário, admitindo T_{es} calculado como o real.

2º Tipo de Problema - Projeto de Trocador

Neste caso, além de características do fluxo, deseja-se determinar algum parâmetro indefinido. Fornece as temperaturas de entrada e saída de ambos os lados, além de uma vazão em massa ou da quantidade de calor trocada na unidade de tempo. Todos os parâmetros geométricos são fornecidos exceto aquele que se deseja determinar. Normalmente, o comprimento aletado (C_T) é dado na forma da velocidade de face. Com alguns cálculos simples, chega-se a C_T .

a)- deseja: o número de fileiras

- a área frontal

- a vazão em massa que falta ou a troca de calor

Método ϵ - Ntu	Método LMTD
- calcular vazões ou Q (eq.VII.2)	- calcular vazões ou Q (eq.VII.1)
- calcular ϵ (eq.VII.2)	- calcular LMTD (eq.VII.1)
- calcular Ntu (eq.VII.4)	- calcular UA (eq.III.1c)
- calcular UA (eq.VII.3)	- admitir Nr e continua análogo ao método ϵ - Ntu
- admitir Número de Fileiras (Nr)	
- calcular UA (eq.III.4)	
- comparar UA (VII.3) c/ (III.4)	
- o Nr admitido será aquele que acusar menor diferença no passe anterior. Deve-se, pois, incrementá-lo.	

- b) o processo é idêntico ao item a), trocando-se apenas o número de fileiras pelo espaçamento das aletas.

Observações:

- percebe-se pela comparação dos métodos que am bos são praticamente idênticos. Apesar do mé-todo ϵ - Ntu apresentar um passo a mais, a de terminação dos dois adimensionais é mais sim ples que o cálculo do LMTD, efetuado num só - passo.
- convém salientar que a equação (VII.2) resume se, para condensadores na seguinte:

$$\epsilon = \frac{(t_{ee} - t_{es})}{(t_{ee} - t_i)} \quad (VII.5)$$

uma vez que o lado quente é o externo e a capa cidade calorífica menor é também do lado aletado.

- no caso da temperatura de saída do lado aletado ser uma incôgnita (problema 1-b), o método LMTD exige duas iterações, porque a equação - (VII.1) é transcendental. Isto não ocorre para a temperatura do fluido que condensa, pois es ta é constante. Num caso de líquido aconteceria.
- em problemas onde não há mudança de fase, o mé todo ϵ - Ntu revela melhor que o LMTD [vide Kays & London (1)].

Considerando-se a possível transcendentalidade da equação (VII.1) no método LMTD e lembrando que este trabalho poderá, futuramente, ser estendido à configuração estudada em qualquer caso, adota-se o método ϵ . Ntu para a resolução dos cálculos de projeto e avaliação de desempenho dos condensadores.

VIII - COEFICIENTE DE ATRITO NO LADO ALETADO (f)

VIII.1)- Introdução

As informações dos capítulos III a VII possibilitam, juntamente com as propriedades dos fluidos e metais envolvidos (vide capítulo IX), calcular termicamente o trocador de calor. Para o cálculo da perda de carga no lado aletado, resta quantificar o coeficiente de atrito.

Como o coeficiente de transmissão de calor no lado aletado, o coeficiente de atrito depende de vários parâmetros geométricos, especialmente àqueles pertinentes às seções perpendiculares ao fluxo de gás. Desta forma, o número de fileiras não tem praticamente nenhuma influência sobre f , e o espaçamento longitudinal só afeta devido à sua influência na seção mínima de fluxo A_c . Uma expressão generalizada ainda é difícil devido ao fato de f depender da rugosidade das superfícies, fator dificilmente controlado.

Os estudos sobre f aparecem basicamente nos mesmos trabalhos sobre h_e , descritos no capítulo IV sendo, porém, mais raros. O acabamento das superfícies parece não ter sido levado em conta nesses trabalhos, uma vez que as geometrias apresentam resultados aparentemente aleatórios. Um estudo mais cuidadoso a esse respeito deve ser realizado. McQuiston, porém, sugere uma relação para f que produz resultados razoáveis. Esta relação, tal como no coeficiente de transmissão de calor no lado aletado, será utilizada como ponto de partida. Efetuar-se-á um estudo similar àquele do parágrafo IV.2.

VIII.2)- Expressões para o Cálculo do Fator de Atrito Definição e Verificação

A expressão proposta por McQuiston baseia-se num trabalho anterior, e compõe-se das seguintes equações:

$$f = 4.904 \cdot 10^{-3} + 1.382 (FP)^2 \quad (VIII.1a)$$

$$FP = Re_D^{-0,25} \left(\frac{r_o}{r_e^*} \right)^{0,25} \cdot \left| \frac{(X_a - 2r_o)P_s}{4(1 - P_s)} \right|^{-4} \left| \frac{X_a}{2r_e^*} - 1 \right|^{-5} \quad (VIII.1b)$$

$$r_e^* = \frac{A_e/A_t}{(X_a - D) \cdot P_s + 1} \cdot \frac{D}{2} \quad (VIII.1c)$$

f - fator de atrito

r_o - $D/2$ raio externo do tubo (m)

FP - fator de atrito não corrigido, equivalente ao JP das equações IV.4

r_e^* - raio hidráulico equivalente (m) -

P_s - número de aletas por metro

A_e/A_t - corresponde ao segundo termo da equação (IV.4b) sem o expoente

$$\frac{A_e}{A_t} = \frac{4 \cdot X_a \cdot X_b \cdot \sigma}{D_h \cdot D} \quad (\text{VIII.2})$$

Os limites das equações (VIII.1) são os mesmos das equações (IV.4).

Aplicando-se as equações VIII.1 às geometrias disponíveis, obteve-se os resultados das tabelas VIII.1 a VIII.25. Note-se que algumas não possuem resultados experimentais.

Os dados experimentais foram extraídos dos gráficos do Apêndice A-1. No Apêndice A.2, encontra-se o programa de computador utilizado. Os gráficos permitem melhor visualização das informações tabulados.

A partir dos resultados obtidos, pode-se fazer algumas observações.

- não se pode calcular o coeficiente de atrito para a superfície 2, uma vez que o último termo é um número imaginário. Os resultados apresentados foram obtidos tomando-se o módulo da expressão a ser exponenciada.
- bancos de tubos lisos não podem ser calculados pelas equações (VIII.1).

VIII.3)- Efeito da variação do expoente do número de Reynolds no coeficiente de atrito.

Analogamente ao item IV.2.3, efetuou-se a variação do expoente do número de Reynolds na equação VIII.1a. Notou-se valores bons para expoentes variando entre ,24 e ,29, exceto para a superfície 2. Observou-se ainda que os expoentes ótimos pareciam ter uma relação linear com o "raio hidráulico" equivalente entre 8,636 e 12.446 milímetros. A superfície 2 tem o r_e^* muito fora deste intervalo (19.812 mm) e será excluída do estudo.

Maiores informações para r_e^* entre 12.70 e 20 mm são desejáveis, inclusive devido à brusca mudança de comportamento.

A relação linear citada no parágrafo anterior é

$$\delta = \frac{0,2}{25,4} r_e^* - 0,35 \quad (\text{VIII.1d})$$

onde δ é o expoente do número de Reynolds. Os resultados - utilizando a equação VIII.1d mostraram-se muito bons, sendo pois mantida a equação. Eles encontram-se nas tabelas VIII.1 a VIII.25

VIII.4 - ANEXOS

Tabelas e Gráficos VIII.1 a VIII.25

Valores Experimentais e Analíticos do Coeficiente
de Atrito no Lado Aletado para as Geometrias do
Apêndice 1.

Legenda para as Tabelas VIII.1 a VIII.25

- RDH - número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico
RD - número de Reynolds baseado no diâmetro externo dos tubos
RB - número de Reynolds baseado no espaçamento longitudinal dos tubos
FEXP- coeficiente de atrito experimental
FI - coeficiente de atrito analítico baseado nas equações VIII.1a a VIII.1b, VIII.1c. - °
DFI - discrepância entre FI e FEXP
FF - coeficiente de atrito analítico baseado nas equações VIII.1a , VIII.1b, VIII.1c e VIII.1d - +
OBS:- As colunas onde ao invés de números aparecem asteriscos (*****) significam falta de dados experimentais ou a impossibilidade de aplicação das equações VIII.1.

TABELA VIII- 1 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NUP 1

FDI	FD	RE	F EXP	FI	DFI	FF	DFE
400.	1124.	2422.	.03400	.06560	0.93	.04538	0.32
600.	1686.	3633.	.03200	.05446	0.70	.03719	0.16
800.	2248.	4843.	.03000	.04782	0.59	.03240	0.08
1000.	2810.	6054.	.02900	.04329	0.49	.02919	0.01
1500.	4216.	9081.	.02600	.03625	0.39	.02427	-.07
2000.	5621.	12109.	.02500	.03205	0.28	.02140	-.14
3000.	8431.	18163.	.02300	.02707	0.16	.01806	-.21
4000.	11242.	24217.	.02200	.02410	0.10	.01611	-.27
6000.	16862.	36326.	.02000	.02057	0.03	.01384	-.31
8000.	22483.	48434.	.01800	.01848	0.03	.01252	-.36

GRAFICO VIII- 1 - REFERENTE A TABELA VIII- 1

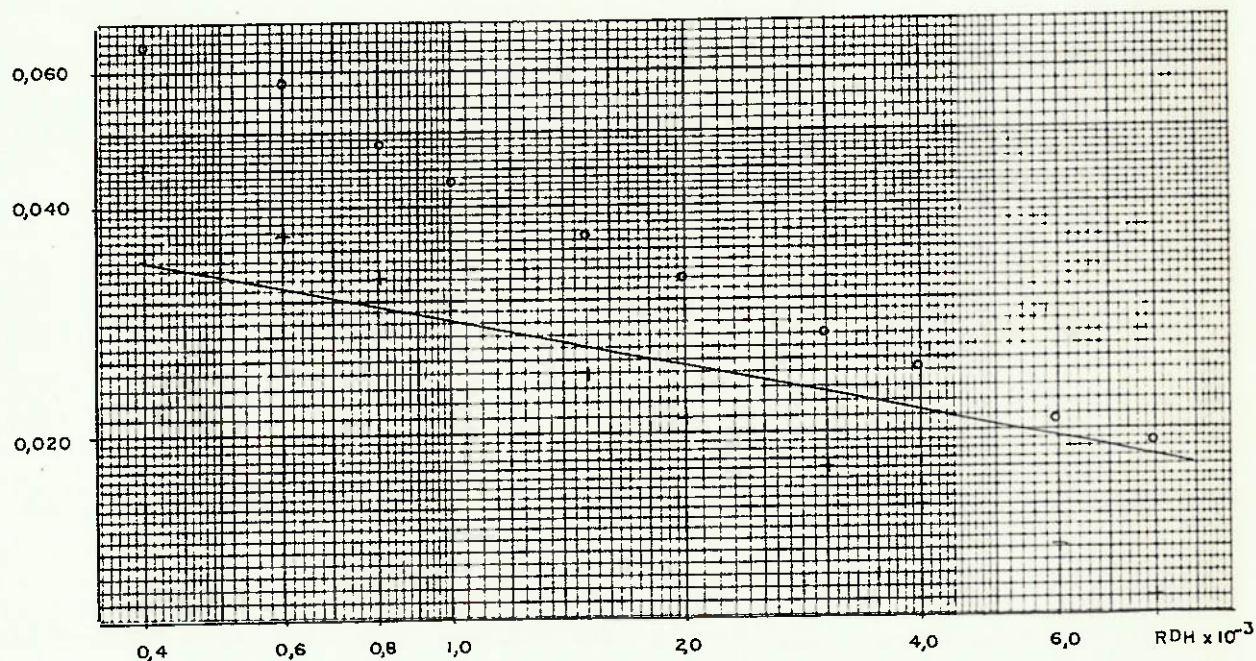


TABELA VIII- 2 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NUM 2

FDI	FD	RE	F EXP	FI	DFI	FF	DF F
400.	1977.	5117.	.02400	.22391	8.33	.54204	****
600.	2965.	7675.	.02200	.18372	7.35	.46501	****
800.	3953.	10234.	.02100	.15977	6.61	.41715	****
1000.	4942.	12752.	.02000	.14342	6.17	.38348	****
1500.	7412.	19185.	.01850	.11800	5.38	.32519	****
2000.	9883.	25585.	.01750	.10285	4.88	.29546	****
3000.	14825.	38377.	.01600	.08487	4.30	.25379	****
4000.	19766.	51170.	.01550	.07416	3.78	.22790	****
6000.	29645.	76754.	.01400	.06145	3.39	.19592	****
8000.	39532.	102339.	.01350	.05388	2.99	.17605	****

GRAFICO VIII- 2 - REFERENTE A TABELA VIII- 2

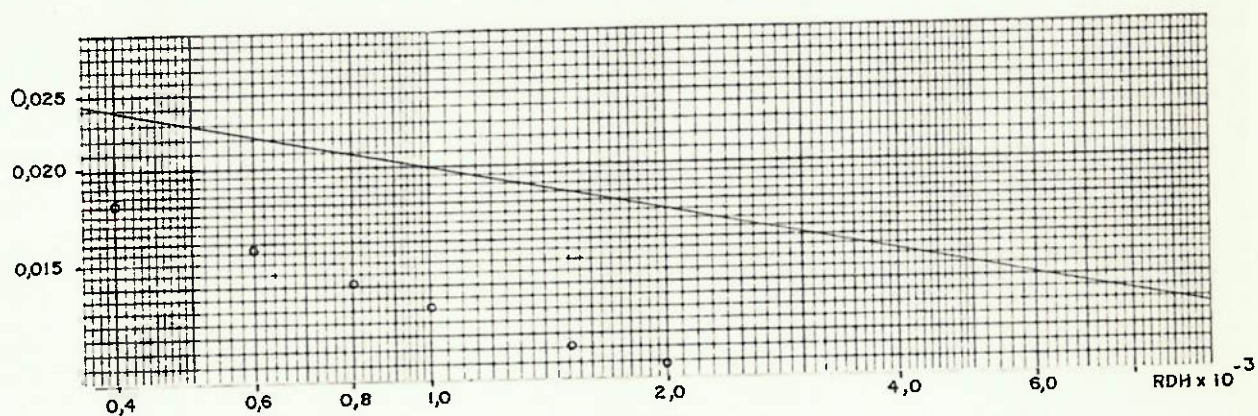


TABELA VIII- 3 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NLM 3

RDP	FD	RE	F EXP	FI	DFI	FF	DEF
5000.	1364.	2813.	.17000	*****	*****	*****	*****
6000.	1637.	3376.	.17000	*****	*****	*****	*****
8000.	2182.	4501.	.17000	*****	*****	*****	*****
10000.	2728.	5627.	.17000	*****	*****	*****	*****
15000.	4051.	8440.	.16500	*****	*****	*****	*****
20000.	5455.	11253.	.16000	*****	*****	*****	*****
30000.	8183.	16880.	.15500	*****	*****	*****	*****
40000.	10910.	22506.	.15500	*****	*****	*****	*****
50000.	13638.	28133.	.15500	*****	*****	*****	*****
60000.	16365.	33759.	.15500	*****	*****	*****	*****

GRAFICO VIII- 3 - REFERENTE A TABELA VIII- 3

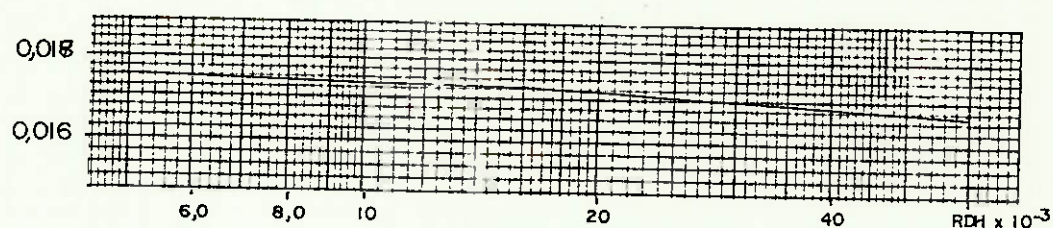


TABELA VIII- 4 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CCNF NUM 4

FDI	FD	RE	F EXP	FI	DFI	FF	DFE
800.	1108.	2285.	.06000	.11571	0.93	.05362	0.58
1000.	1384.	2856.	.06000	.10401	0.73	.08370	0.39
1500.	2077.	4284.	.05400	.08583	0.59	.06842	0.27
2000.	2765.	5712.	.05100	.07499	0.47	.05541	0.16
3000.	4153.	8568.	.04800	.06213	0.29	.04864	0.02
4000.	5538.	11424.	.04600	.05446	0.18	.04261	-.07
5000.	6922.	14280.	.04400	.04923	0.12	.03839	-.13
6000.	8307.	17136.	.04300	.04537	0.06	.03529	-.18
8000.	11078.	22848.	.04100	.03994	-.03	.03098	-.24
10000.	13845.	28560.	.04000	.03625	-.09	.02807	-.30

GRAFICO VIII- 4 - REFERENTE A TABELA VIII- 4

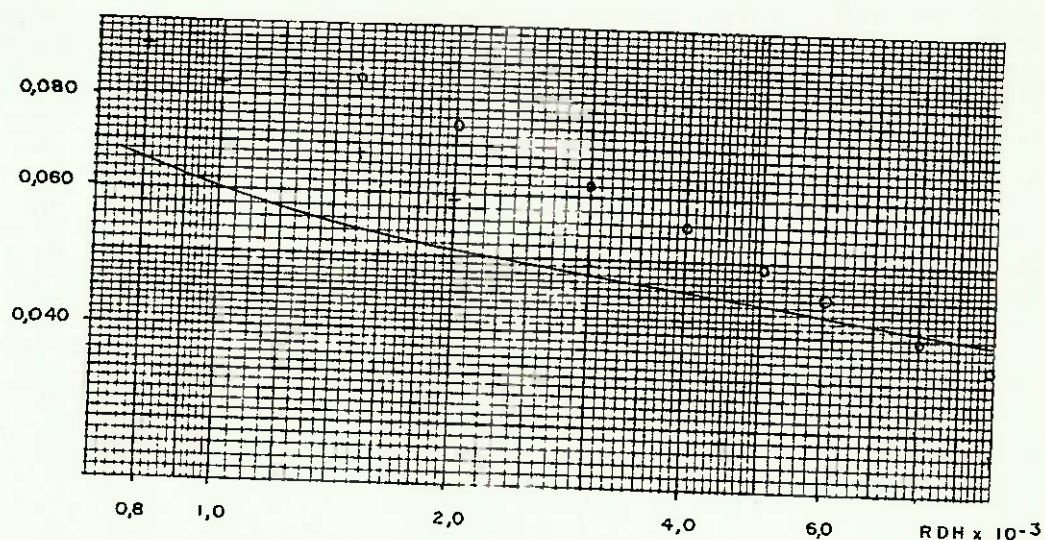


TABELA VIII- 5 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NLM 5

RDH	FD	RE	F EXF	FI	DFI	FF	OFF
600.	1182.	2435.	.05000	.08871	0.77	.07473	0.45
800.	1577.	3252.	.04700	.07748	0.65	.06492	0.38
1000.	1971.	4065.	.04400	.06982	0.59	.05828	0.32
1500.	2956.	6058.	.04100	.05791	0.41	.04863	0.17
2000.	3941.	8131.	.03900	.05081	0.30	.04198	0.08
3000.	5912.	12196.	.03500	.04238	0.21	.03486	-.00
4000.	7883.	16261.	.03300	.03736	0.13	.03065	-.07
5000.	9854.	20327.	.03200	.03393	0.08	.02780	-.13
6000.	11824.	24392.	.03100	.03141	0.01	.02571	-.17
7000.	13795.	28457.	.03100	.02944	-.05	.02409	-.22

GRAFICO VIII- 5 - REFERENTE A TABELA VIII- 5

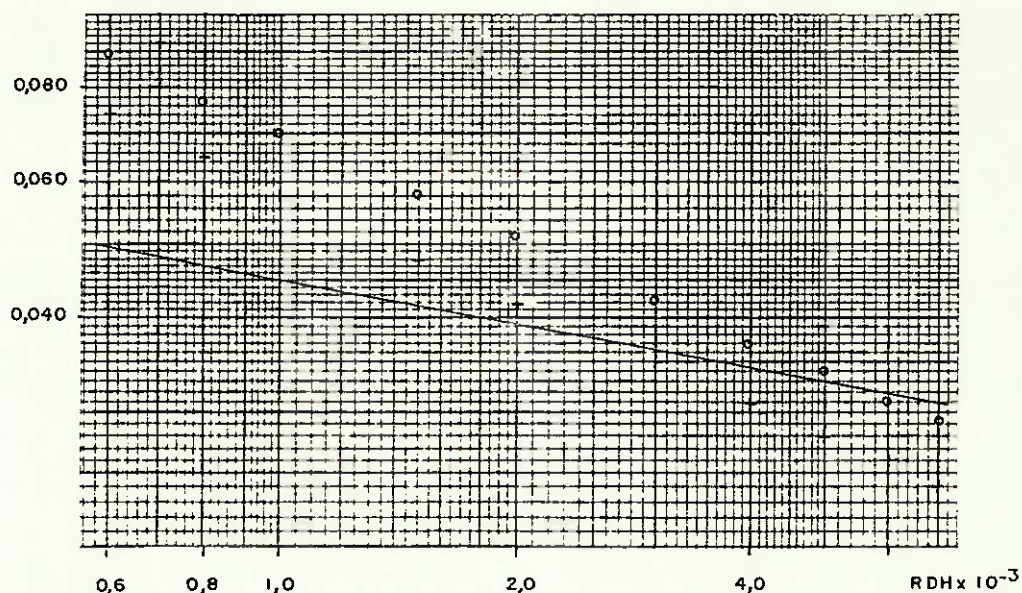


TABELA VIII- 6 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NLM (

RDH	FD	RE	F EXF	F1	DFI	FF	DFE
300.	863.	1781.	.04700	.08266	0.76	.07315	0.54
400.	1151.	2375.	.04000	.07224	0.81	.06368	0.59
500.	1439.	2969.	.03500	.06513	0.86	.05725	0.64
600.	1727.	3562.	.03200	.05988	0.87	.05252	0.64
700.	2015.	4156.	.03100	.05580	0.80	.04886	0.56
800.	2303.	4750.	.03000	.05252	0.75	.04591	0.53
1000.	2878.	5938.	.02800	.04749	0.70	.04143	0.44
1500.	4317.	8906.	.02500	.03968	0.59	.03449	0.38
2000.	5757.	11875.	.02300	.03502	0.52	.03039	0.32
3000.	8635.	17813.	.02100	.02949	0.40	.02555	0.22

GRAFICO VIII- 6 - REFERENTE A TABELA VIII- 6

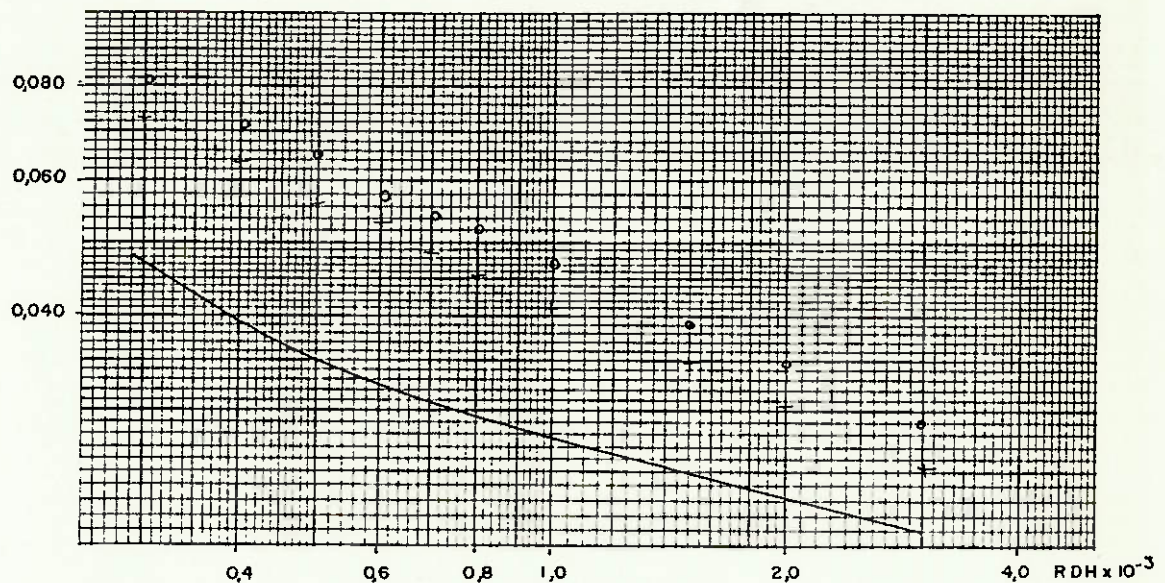


TABELA VIII- 7 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NLM 7

RDH	FD	RE	F EXP	FI	DFI	FF	DFE
400.	1334.	2752.	.04500	.06518	0.45	.05911	0.31
500.	1667.	3439.	.04100	.05882	0.43	.05322	0.30
600.	2001.	4127.	.03800	.05412	0.42	.04889	0.29
700.	2334.	4815.	.03600	.05047	0.40	.04554	0.28
800.	2668.	5503.	.03400	.04753	0.40	.04284	0.28
1000.	3335.	6879.	.03100	.04303	0.39	.03872	0.25
1500.	5002.	10318.	.02700	.03603	0.33	.03235	0.20
2000.	6669.	13758.	.02400	.03186	0.33	.02857	0.19
3000.	10004.	20636.	.02200	.02692	0.22	.02411	0.10
4000.	13338.	27515.	.02100	.02397	0.14	.02147	0.02

GRAFICO VIII- 7 - REFERENTE A TABELA VIII- 7

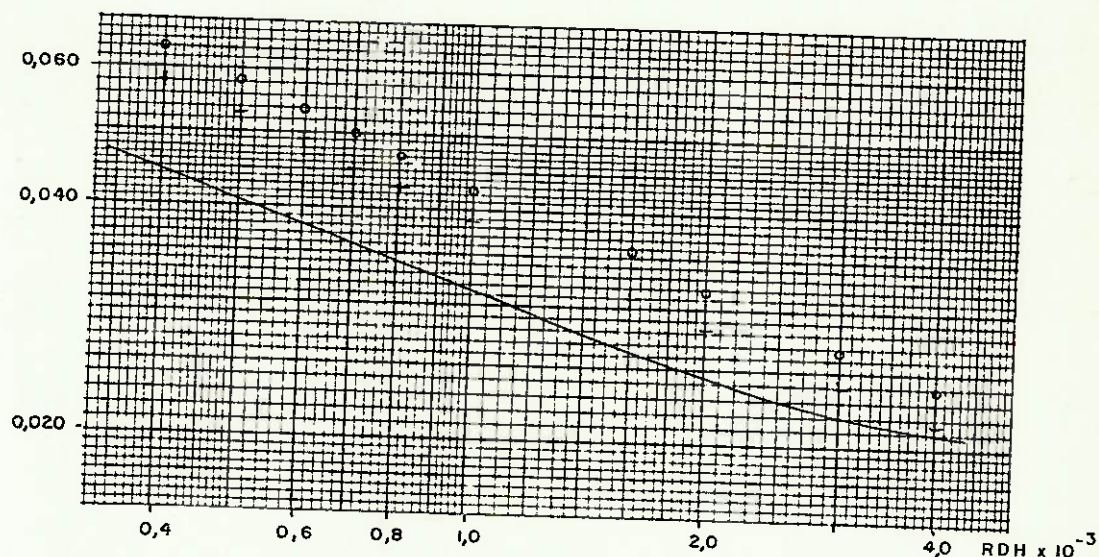


TABELA VIII- 8 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NUM 8

RDH	FD	RE	F EXP	FI	DFI	FF	DFE
400.	1574.	3246.	.05000	.05313	0.06	.04833	-.03
500.	1967.	4058.	.04600	.04804	0.04	.04363	-.05
600.	2361.	4870.	.04200	.04428	0.05	.04016	-.04
800.	3147.	6493.	.03800	.03900	0.03	.03531	-.07
1000.	3934.	8116.	.03500	.03540	0.01	.03202	-.05
1500.	5902.	12174.	.03100	.02981	-.04	.02691	-.13
2000.	7889.	16232.	.02900	.02647	-.09	.02389	-.18
3000.	11803.	24348.	.02700	.02251	-.17	.02031	-.25
4000.	15737.	32464.	.02500	.02015	-.19	.01820	-.27
5000.	19672.	40580.	.02400	.01854	-.23	.01675	-.30

GRAFICO VIII- 8 - REFERENTE A TABELA VIII- 8

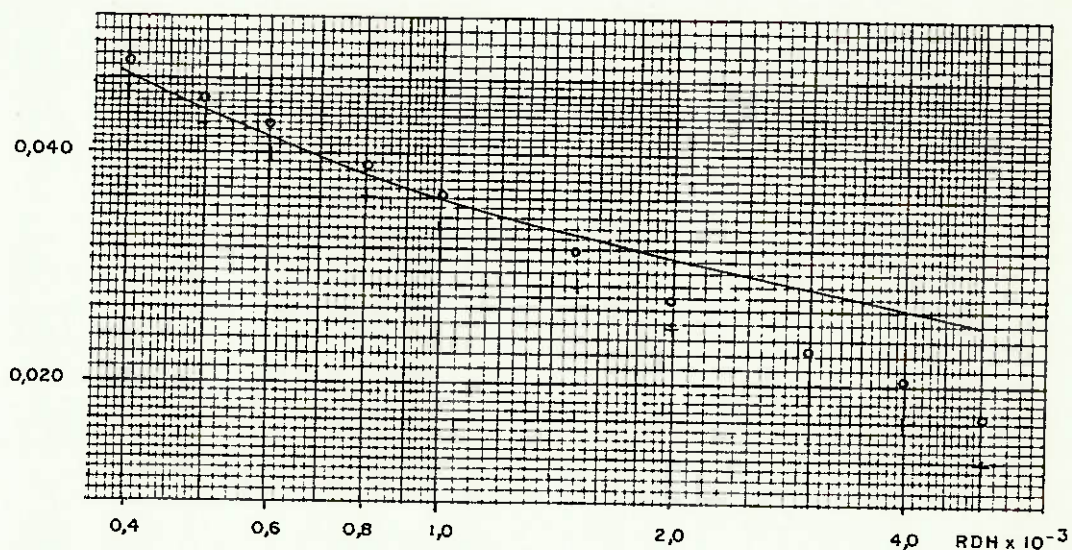


TABELA VIII- 9 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CCF ALM 5

RDH	FD	RE	F EXF	FI	DFI	FF	DF F
300.	1439.	2969.	.04000	.04214	0.05	.03719	-.07
400.	1919.	3958.	.03500	.03715	0.06	.03270	-.07
500.	2355.	4948.	.03200	.03374	0.05	.02966	-.07
600.	2878.	5938.	.02900	.03123	0.08	.02742	-.05
700.	3358.	6927.	.02800	.02928	0.05	.02569	-.08
800.	3838.	7917.	.02700	.02770	0.03	.02430	-.11
1000.	4797.	9898.	.02500	.02530	0.01	.02217	-.11
1500.	7196.	14844.	.02200	.02155	-.02	.01889	-.14
2000.	9594.	19792.	.02000	.01932	-.03	.01695	-.15
3000.	14391.	29687.	.01800	.01668	-.07	.01466	-.15

GRAFICO VIII- 5 - REFERENTE A TABELA VIII- 9

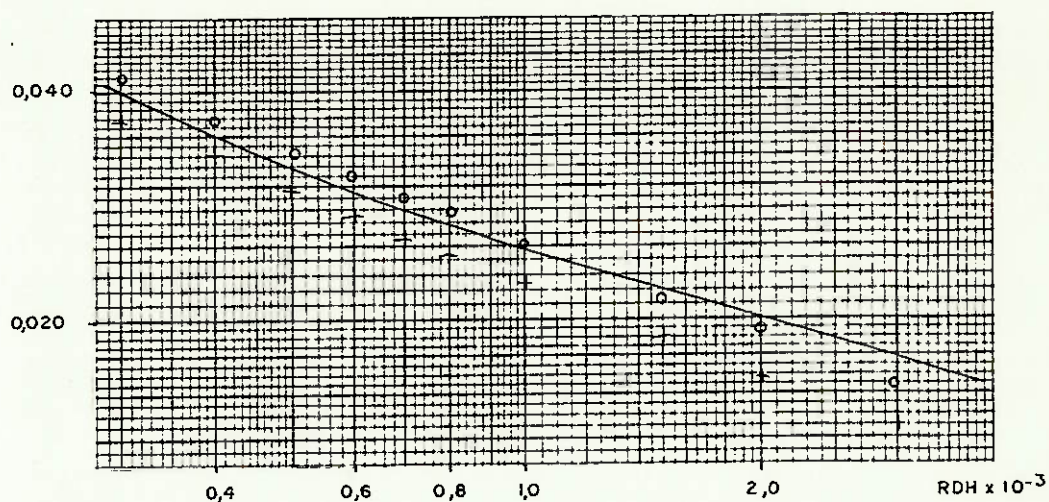


TABELA VIII-10 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NUM 10

FDI	FD	RE	F EXF	FI	DFI	FF	DFE
300.	1875.	3868.	.03200	.03783	-.00	.03569	-.01
400.	2500.	5157.	.03200	.03342	0.04	.03149	-.02
500.	3125.	6446.	.02800	.03041	0.09	.02864	0.02
600.	3750.	7735.	.02500	.02819	0.13	.02654	0.06
700.	4375.	9025.	.02300	.02646	0.15	.02450	0.08
800.	5000.	10314.	.02200	.02507	0.14	.02359	0.07
900.	5625.	11604.	.02100	.02391	0.14	.02250	0.07
1000.	6250.	12893.	.02000	.02294	0.15	.02158	0.08
1500.	9375.	19339.	.01750	.01963	0.12	.01847	0.06
2000.	12500.	25786.	.01600	.01766	0.10	.01663	0.04

GRAFICO VIII-10 - REFERENTE A TABELA VIII-10

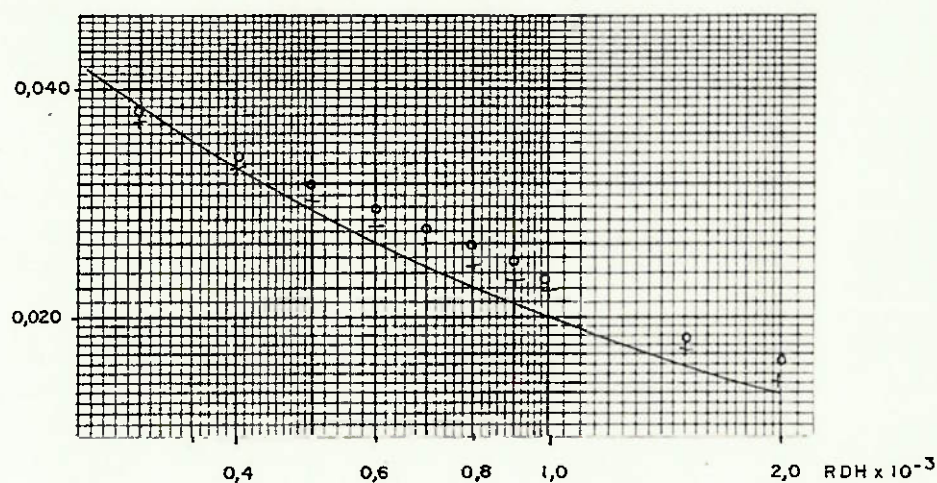


TABELA VIII-11 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF N° 11

FDI	FD	FE	F EXP	FI	DFI	FF	DFE
200.	1831.	3776.	.05000	.02988	-.40	.02848	-.43
300.	2746.	5664.	.03600	.02530	-.30	.02410	-.33
400.	3661.	7552.	.02900	.02256	-.22	.02149	-.26
500.	4576.	9440.	.02500	.02070	-.17	.01971	-.21
600.	5492.	11328.	.02200	.01932	-.12	.01840	-.16
700.	6407.	13217.	.02000	.01825	-.09	.01739	-.13
800.	7322.	15105.	.01900	.01739	-.08	.01657	-.13
900.	8237.	16993.	.01800	.01668	-.07	.01589	-.12
1000.	9153.	18881.	.01700	.01607	-.05	.01532	-.10
1500.	13729.	28321.	.01450	.01402	-.03	.01338	-.08

GRAFICO VIII-11 - REFERENTE A TABELA VIII-11

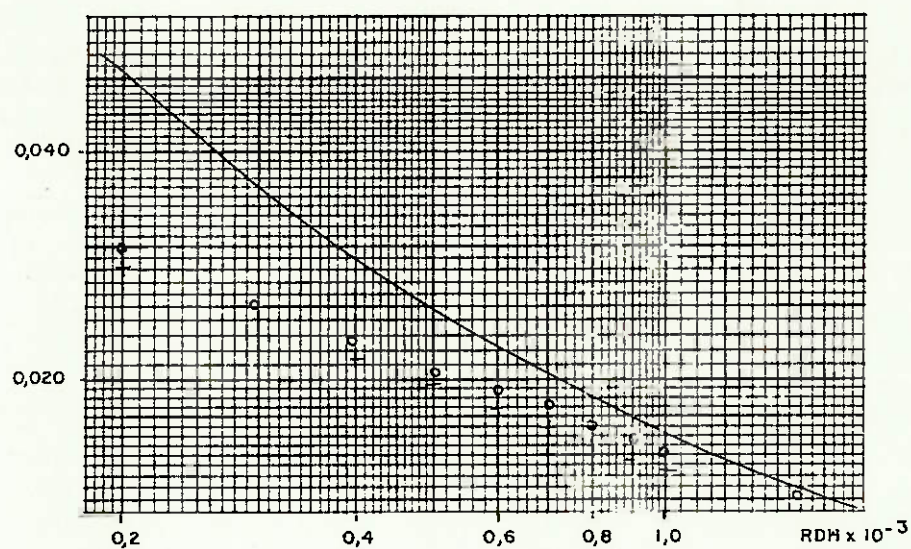


TABELA VIII-12 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NCM 12

RDH	FD	RE	F EXF	FI	DFI	FF	DFE
233.	1456.	3004.	*****	.04226	****	.03991	****
310.	1936.	3997.	*****	.03729	****	.03518	****
388.	2425.	5002.	*****	.03386	****	.03191	****
465.	2906.	5995.	*****	.03135	****	.02953	****
543.	3394.	7001.	*****	.02938	****	.02766	****
620.	3875.	7994.	*****	.02781	****	.02618	****
776.	4850.	10005.	*****	.02538	****	.02388	****
1163.	7265.	14994.	*****	.02163	****	.02035	****
1551.	9654.	19997.	*****	.01938	****	.01824	****
2327.	14544.	30002.	*****	.01673	****	.01576	****

GRAFICO VIII-12 - REFERENTE A TABELA VIII-12

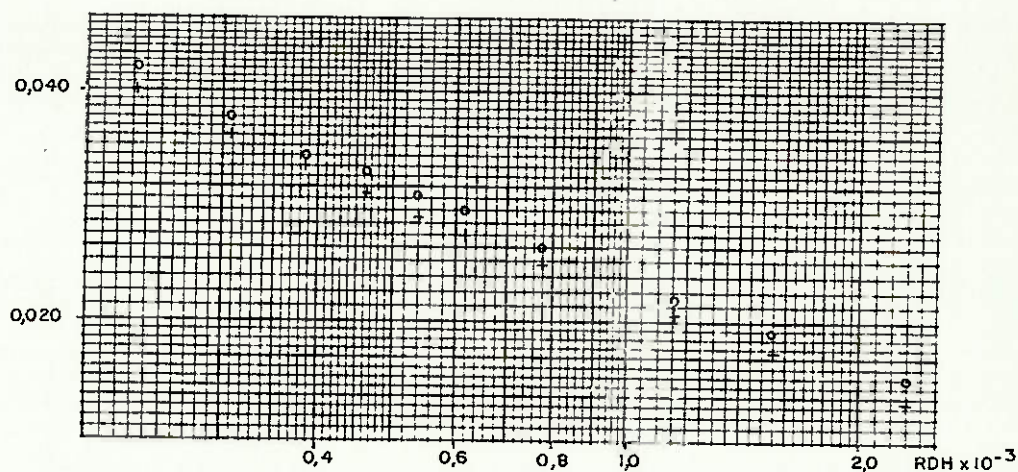


TABELA VIII-13 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NIV 13

FDI	FD	RE	F EXP	FI	DFI	FF	DF F
233.	1456.	3004.	*****	.04226	****	.03991	****
310.	1538.	3997.	*****	.03729	****	.03518	****
388.	2425.	5002.	*****	.03386	****	.03191	****
465.	2906.	5995.	*****	.03135	****	.02953	****
543.	3394.	7001.	*****	.02938	****	.02766	****
620.	3875.	7994.	*****	.02781	****	.02618	****
776.	4850.	10005.	*****	.02538	****	.02368	****
1163.	7265.	14994.	*****	.02163	****	.02035	****
1551.	9654.	19997.	*****	.01938	****	.01824	****
2327.	14544.	30002.	*****	.01673	****	.01576	****

GRAFICO VIII-13 - REFERENTE A TABELA VIII-13

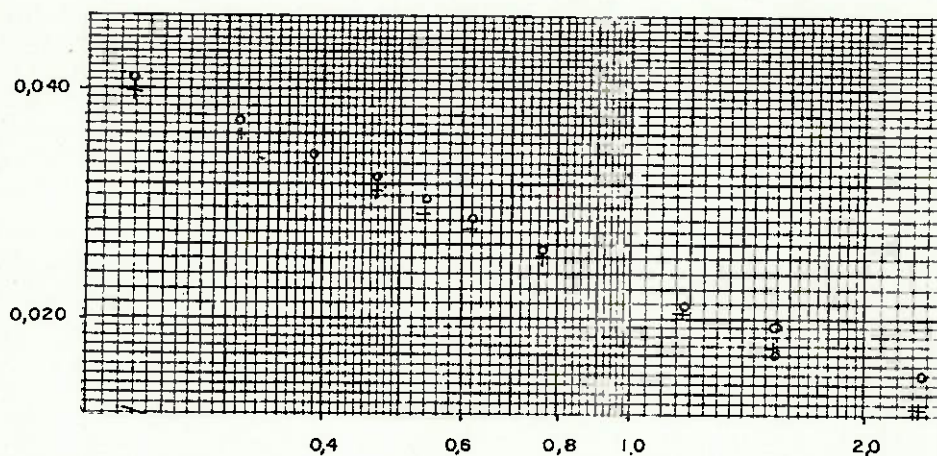


TABELA VIII-14 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NUM 14

RDH	FD	FE	F EXP	FI	DFI	FF	DF F
233.	1456.	3004.	*****	.04226	****	.03551	****
310.	1938.	3997.	*****	.03729	****	.03518	****
388.	2425.	5002.	*****	.03386	****	.03191	****
465.	2906.	5995.	*****	.03135	****	.02953	****
543.	3354.	7001.	*****	.02938	****	.02766	****
620.	3875.	7994.	*****	.02781	****	.02618	****
776.	4850.	10005.	*****	.02538	****	.02388	****
1163.	7265.	14954.	*****	.02103	****	.02035	****
1551.	9654.	19997.	*****	.01958	****	.01824	****
2327.	14544.	30002.	*****	.01673	****	.01576	****

GRAFICO VIII-14 - REFERENTE A TABELA VIII-14

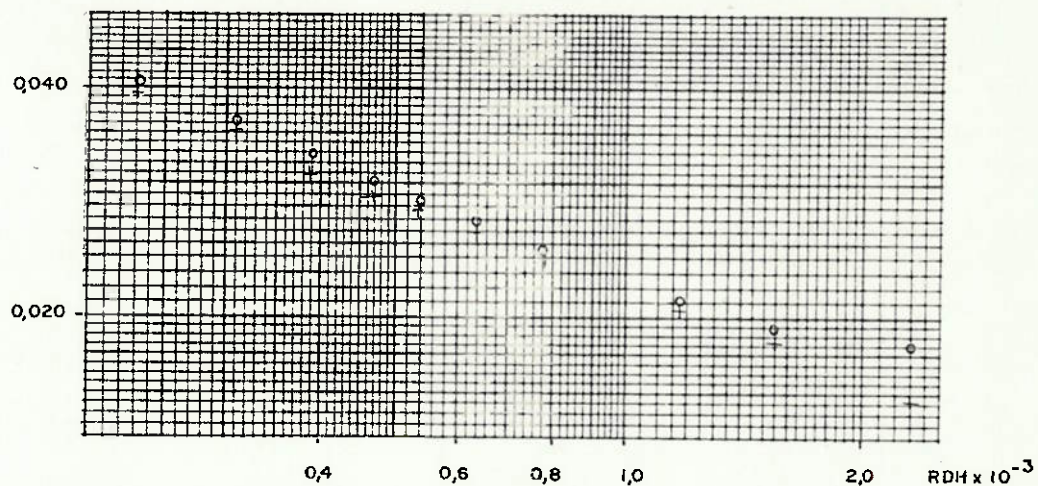


TABELA VIII-15 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NUM 15

RDH	FD	FE	F EXF	FI	DFI	FF	DFF
233.	1456.	3004.	*****	.04226	****	.03991	****
310.	1938.	3997.	*****	.03729	****	.03518	****
388.	2425.	5002.	*****	.03386	****	.03191	****
465.	2906.	5995.	*****	.03135	****	.02953	****
543.	3394.	7001.	*****	.02938	****	.02766	****
620.	3875.	7994.	*****	.02781	****	.02618	****
776.	4850.	10005.	*****	.02536	****	.02388	****
1163.	7269.	14994.	*****	.02163	****	.02035	****
1551.	9694.	19997.	*****	.01938	****	.01824	****
2327.	14544.	30002.	*****	.01673	****	.01576	****

GRAFICO VIII-15 - REFERENTE A TABELA VIII-15

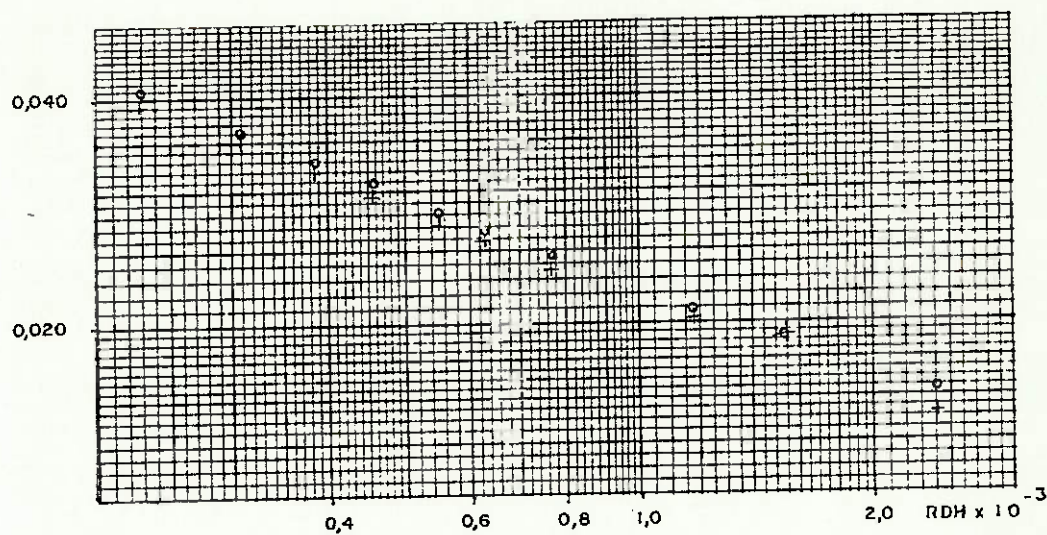


TABELA VIII-16 - COEFICIENTES DE ATRAITO P/ A CONF NCM 16

RDH	FD	FE	F EXP	FI	DFI	FF	DFE
300.	1875.	3868.	*****	.03783	****	.03569	****
400.	2500.	5157.	*****	.03342	****	.03149	****
500.	3125.	6446.	*****	.03041	****	.02864	****
600.	3750.	7736.	*****	.02819	****	.02654	****
700.	4375.	9025.	*****	.02646	****	.02490	****
800.	5000.	10314.	*****	.02507	****	.02359	****
900.	5625.	11604.	*****	.02391	****	.02250	****
1000.	6250.	12893.	*****	.02294	****	.02158	****
1500.	9375.	19339.	*****	.01963	****	.01847	****
2000.	12500.	25786.	*****	.01766	****	.01663	****

GRAFICO VIII-16 - REFERENTE A TABELA VIII-16

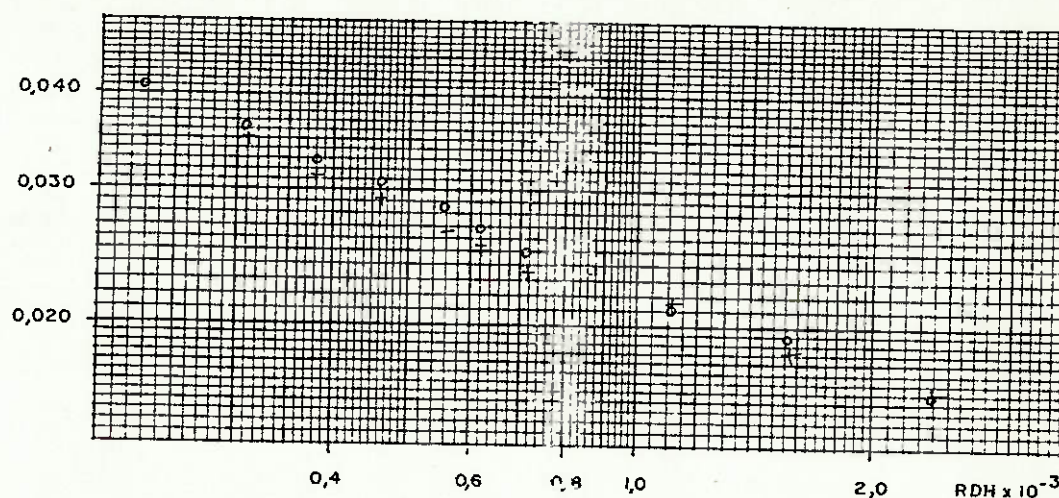


TABELA VIII-17 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ / COM ALN 17

FDI	FD	RE	F EXF	FI	DFI	FF	DF F
400.	546.	1124.	.09400	.11631	0.24	.07377	-.22
500.	683.	1406.	.09100	.10455	0.15	.06546	-.28
600.	820.	1687.	.08800	.09587	0.09	.05942	-.32
700.	956.	1968.	.08400	.08912	0.06	.05479	-.35
800.	1093.	2249.	.08300	.08368	0.01	.05109	-.38
900.	1230.	2530.	.08100	.07918	-.02	.04806	-.41
1000.	1366.	2811.	.08000	.07536	-.06	.04552	-.43
1500.	2049.	4217.	.07100	.06244	-.12	.03766	-.48
2000.	2732.	5622.	.06100	.05473	-.10	.03214	-.47
2500.	3416.	7026.	.05200	.04947	-.05	.02886	-.45

GRAFICO VIII-17 - REFERENTE A TABELA VIII-17

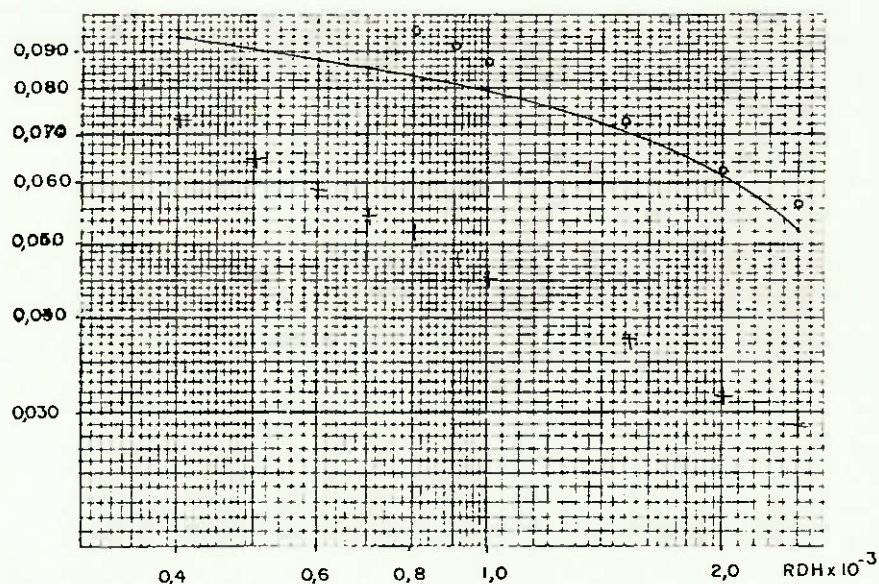


TABELA VIII-18 - COEFICIENTES DE ATRITO P/CONF NUM 18

RDH	RD	RE	F EXP	FI	DFI	FF	DF F
250.	640.	1317.	.08300	.07265	-.12	.04869	-.41
300.	768.	1580.	.07700	.06675	-.13	.04439	-.42
400.	1024.	2107.	.06600	.05847	-.11	.03844	-.42
500.	1280.	2634.	.06000	.05281	-.12	.03445	-.43
600.	1536.	3161.	.05500	.04864	-.12	.03155	-.42
700.	1792.	3687.	.05000	.04539	-.09	.02932	-.41
800.	2048.	4214.	.04700	.04278	-.09	.02753	-.41
900.	2304.	4741.	.04500	.04061	-.10	.02617	-.42
1000.	2560.	5268.	.04300	.03876	-.10	.02484	-.42
1500.	3840.	7902.	.03500	.03256	-.07	.02074	-.41

GRAFICO VIII-18 - REFERENTE A TABELA VIII-18

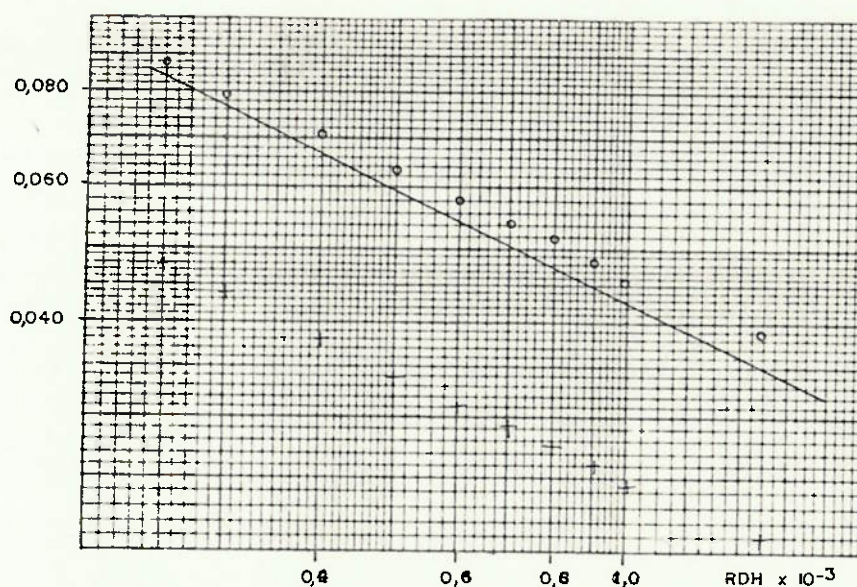


TABELA VIII-15 - COEFICIENTES DE ATRIBUTO P/ A CONF NUM 15

FDI	FD	RE	F EXP	FI	DFI	FF	DF F
250.	799.	1636.	.06800	.05736	-.16	.03881	-.43
300.	954.	1963.	.06000	.05279	-.12	.03549	-.41
400.	1272.	2618.	.05500	.04638	-.16	.03090	-.44
500.	1590.	3272.	.05000	.04200	-.16	.02762	-.44
600.	1908.	3927.	.04500	.03877	-.14	.02557	-.43
700.	2227.	4581.	.04200	.03625	-.14	.02385	-.43
800.	2545.	5236.	.04000	.03423	-.14	.02247	-.44
900.	2863.	5890.	.03900	.03255	-.17	.02134	-.45
1000.	3181.	6545.	.03800	.03113	-.16	.02039	-.46
1500.	4771.	9817.	*****	.02632	****	.01722	****

GRAFICO VIII-15 - REFERENTE A TABELA VIII-15

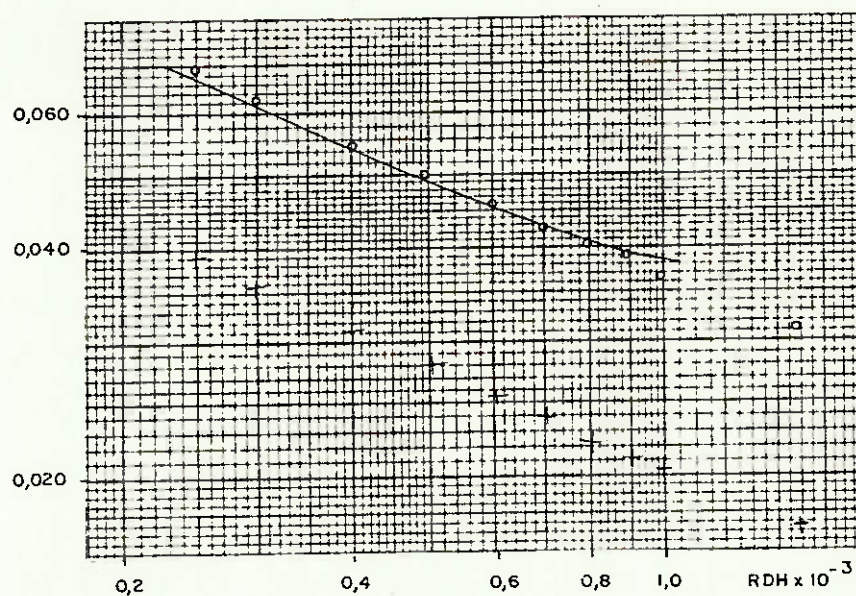


TABELA VIII-20 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NUM 20

FDP	FD	RE	F EXP	FI	DFI	FF	DF F
200.	763.	1570.	.06500	.03186	-.20	.03559	-.45
250.	954.	1963.	.05700	.04690	-.18	.03196	-.44
300.	1145.	2356.	.05200	.04324	-.17	.02932	-.44
400.	1528.	3141.	.04500	.03810	-.15	.02566	-.43
500.	1911.	3926.	.04000	.03460	-.14	.02321	-.42
600.	2290.	4711.	.03700	.03201	-.13	.02142	-.42
700.	2671.	5497.	.03400	.03000	-.12	.02004	-.41
800.	3053.	6282.	.03200	.02838	-.11	.01895	-.41
900.	3435.	7067.	.03000	.02704	-.10	.01804	-.40
1000.	3816.	7852.	.02800	.02590	-.07	.01728	-.38

GRAFICO VIII-20 - REFERENTE A TABELA VIII-20

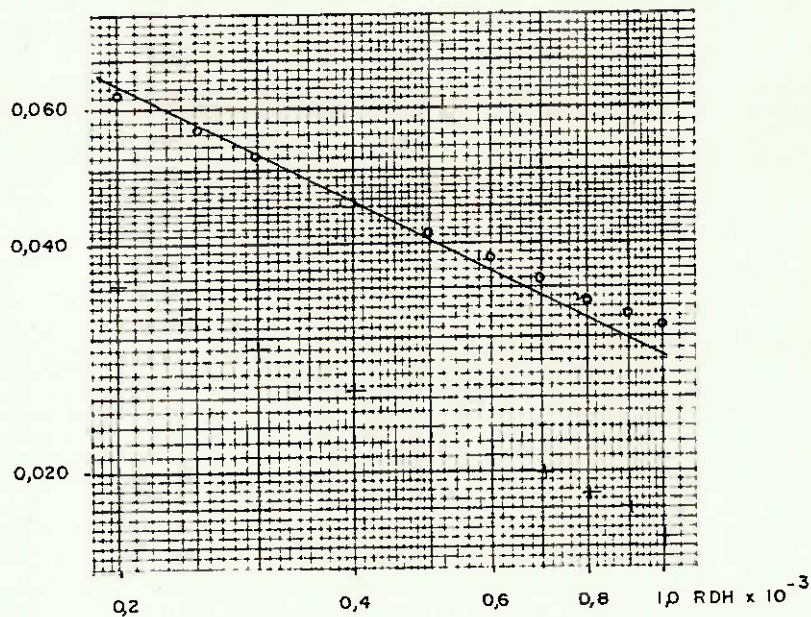


TABELA VIII-21 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF ALM 21

RD1	FD	RE	F EXP	FI	DFI	FF	DFE
200.	854.	1839.	*****	.04374	****	.03023	****
250.	1117.	2299.	*****	.03964	****	.02724	****
300.	1341.	2759.	.05000	.03661	-.27	.02506	-.50
400.	1788.	3678.	.04400	.03236	-.26	.02205	-.50
500.	2234.	4598.	.04000	.02946	-.26	.02003	-.50
600.	2681.	5517.	.03600	.02732	-.24	.01855	-.48
700.	3128.	6437.	.03400	.02566	-.25	.01742	-.45
800.	3575.	7356.	.03200	.02432	-.24	.01651	-.48
900.	4022.	8276.	.03000	.02321	-.23	.01577	-.47
1000.	4469.	9195.	*****	.02227	****	.01514	****

GRAFICO VIII-21 - REFERENTE A TABELA VIII-21

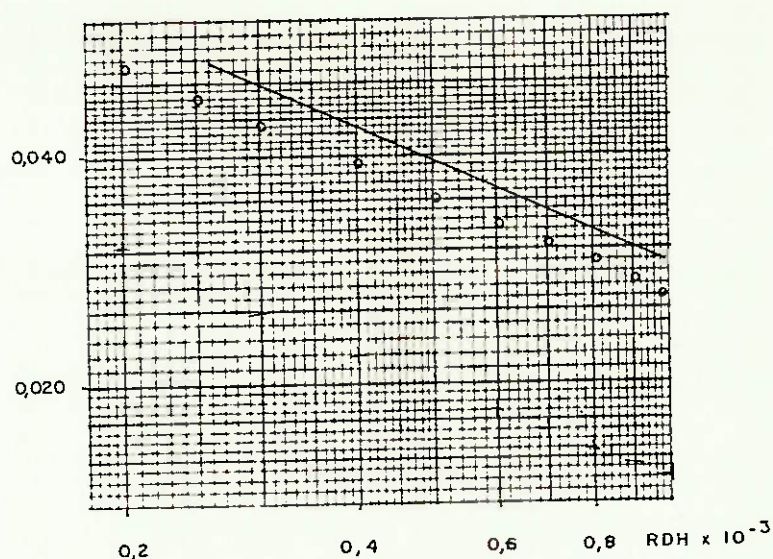


TABELA VIII-22 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONE NUM 22

RDH	FD	FE	F EXP	FJ	DFI	FF	DF F
300.	768.	1580.	*****	.06460	****	.04267	****
400.	1024.	2107.	*****	.05660	****	.03697	****
500.	1280.	2634.	*****	.05114	****	.03314	****
600.	1536.	3161.	*****	.04711	****	.03036	****
700.	1792.	3687.	*****	.04398	****	.02822	****
800.	2048.	4214.	*****	.04146	****	.02652	****
900.	2304.	4741.	*****	.03937	****	.02512	****
1000.	2560.	5268.	*****	.03760	****	.02394	****
1200.	3072.	6321.	*****	.03475	****	.02207	****
1500.	3840.	7902.	*****	.03160	****	.02002	****

GRAFICO VIII-22 - REFERENTE A TABELA VIII-22

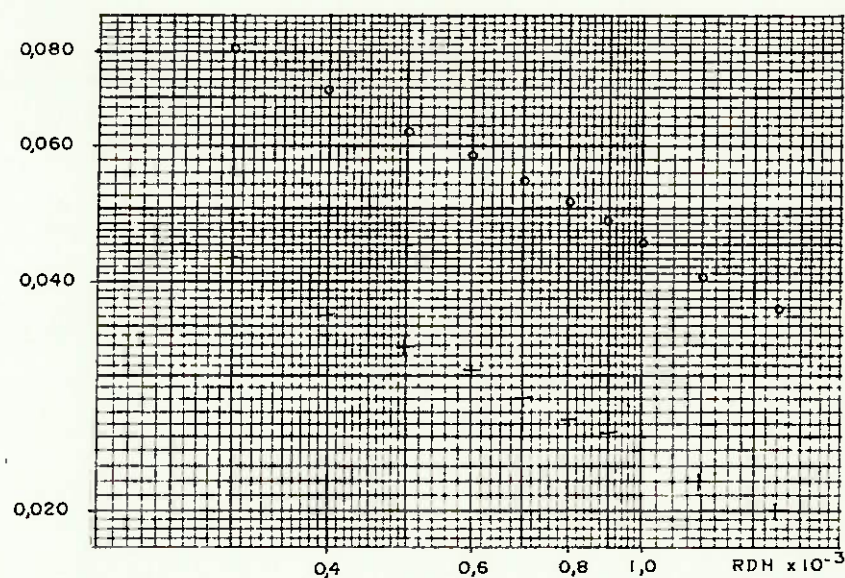


TABELA VIII-23 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NUM 23

EDF	ED	RE	F EXF	FI	DFI	FF	DFE
300.	1718.	3521.	*****	.03335	****	.03668	****
400.	2291.	4695.	*****	.02954	****	.03254	****
500.	2864.	5868.	*****	.02694	****	.02971	****
600.	3436.	7042.	*****	.02502	****	.02761	****
700.	4009.	8215.	*****	.02353	****	.02597	****
800.	4582.	9389.	*****	.02232	****	.02465	****
900.	5155.	10563.	*****	.02133	****	.02355	****
1000.	5727.	11736.	*****	.02048	****	.02262	****
1200.	6873.	14084.	*****	.01913	****	.02112	****
1500.	8591.	17605.	*****	.01762	****	.01946	****

GRAFICO VIII-23 - REFERENTE A TABELA VIII-23

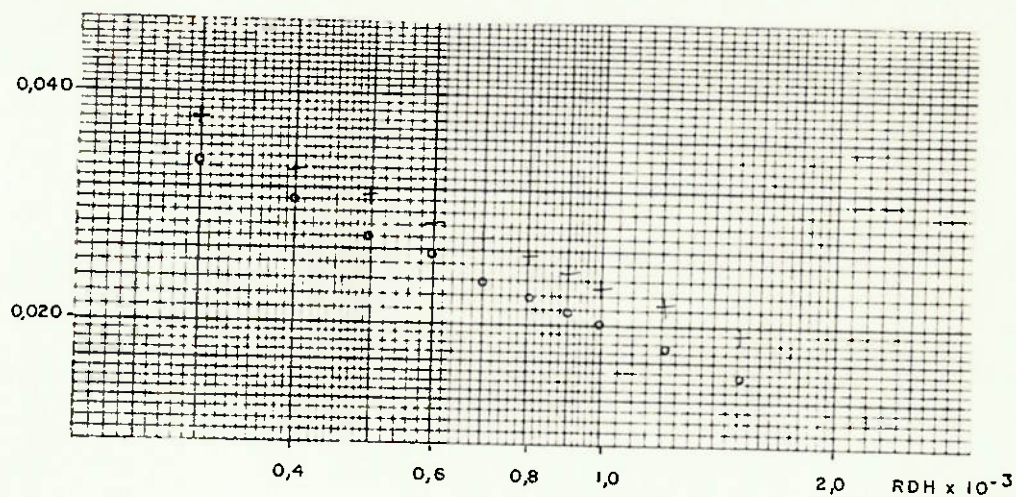


TABELA VIII-24 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NUM 24

RDH	FD	FE	F EXP	FI	DFI	FF	DFE
400.	1124.	2422.	.03400	.06560	0.93	.04538	0.33
600.	1686.	3633.	.03200	.05446	0.70	.03719	0.16
800.	2248.	4843.	.03000	.04782	0.59	.03240	0.08
1000.	2810.	6054.	.02900	.04329	0.49	.02919	0.01
1500.	4216.	9081.	.02600	.03625	0.39	.02427	-.07
2000.	5621.	12109.	.02500	.03205	0.28	.02140	-.14
3000.	8431.	18163.	.02300	.02707	0.18	.01806	-.21
4000.	11242.	24217.	.02200	.02410	0.10	.01611	-.27
6000.	16862.	36326.	.02000	.02057	0.03	.01364	-.31
8000.	22483.	48434.	.01800	.01848	0.03	.01252	-.34

GRAFICO VIII-24 - REFERENTE A TABELA VIII-24

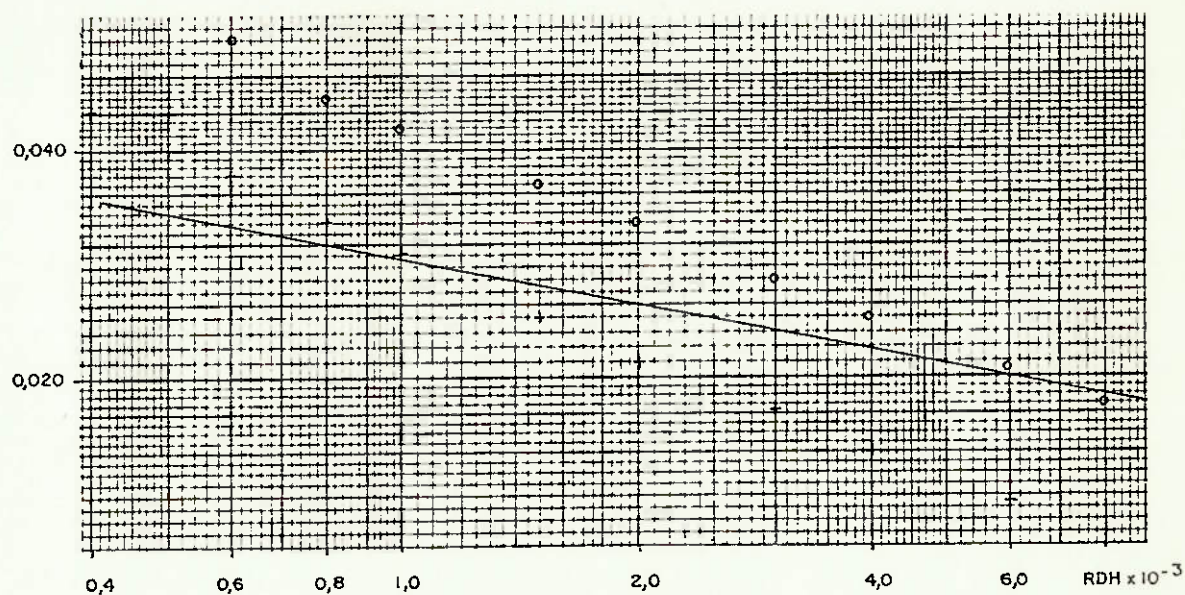
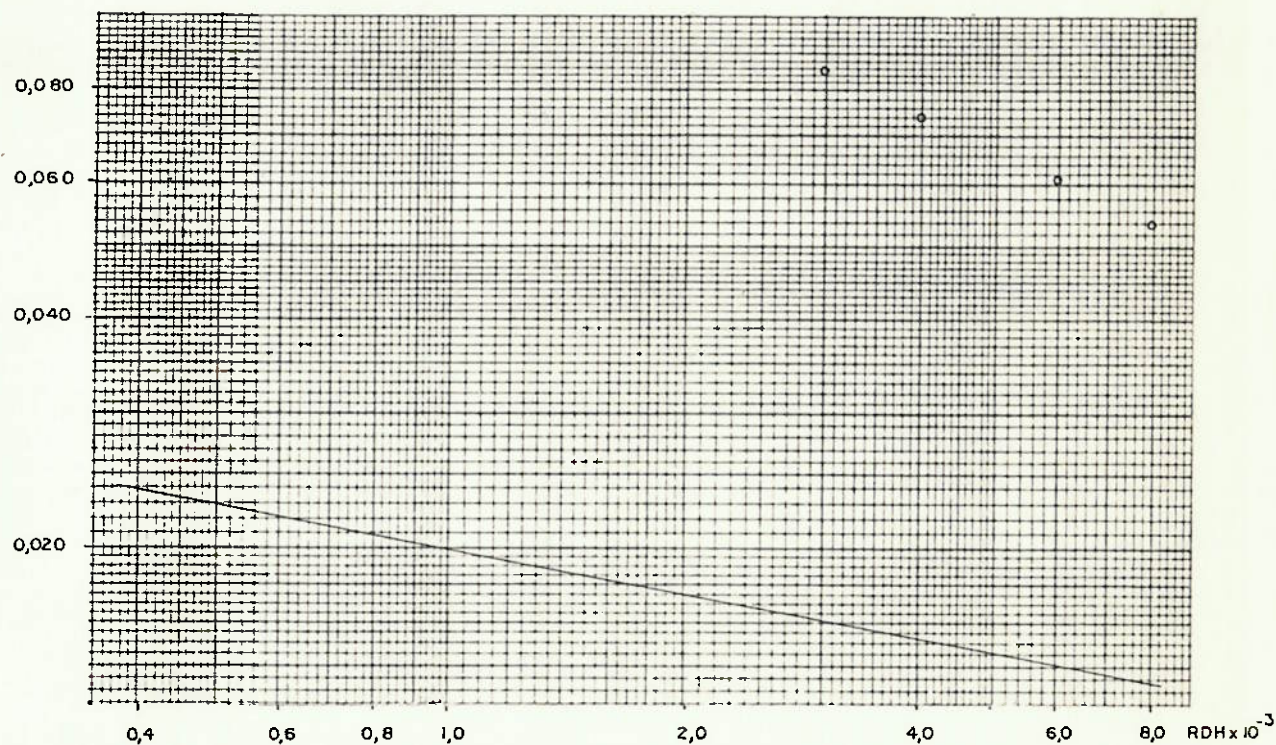


TABELA VIII-25 - COEFICIENTES DE ATRITO P/ A CONF NCM 25

RD	FD	FE	F EXF	FI	DFI	FF	DFE
400.	1977.	5117.	.02400	.22391	8.33	.54204	****
600.	2965.	7675.	.02200	.18372	7.35	.46501	****
800.	3953.	10234.	.02100	.15977	6.61	.41715	****
1000.	4942.	12792.	.02000	.14342	6.17	.38348	****
1500.	7412.	19189.	.01850	.11800	5.38	.32919	****
2000.	9883.	25585.	.01750	.10285	4.88	.29546	****
3000.	14825.	38377.	.01600	.08487	4.30	.25379	****
4000.	19766.	51170.	.01550	.07416	3.78	.22790	****
5000.	29649.	76754.	.01400	.06145	3.39	.19592	****
8000.	39532.	102339.	.01350	.05388	2.99	.17605	****

GRAFICO VIII-25 - REFERENTE A TABELA VIII-25



IX - PROPRIEDADES DOS FLUIDOS E MATERIAIS

IX.1)- Introdução

Nos capítulos anteriores desenvolveu-se todas as variáveis que entram no cálculo do trocador de calor. Adicionando-se aos dados obtidos as propriedades dos fluidos e dos metais que compõem os fluxos e o trocador, poder-se-á desenvolver tranquilamente o cálculo dos condensadores. Essas propriedades são discutidas a seguir, inclusive com uma lista de propriedades dos materiais mais utilizados.

IX.2)- Metais dos Tubos e Aletas

As propriedades dos materiais com que se constroem um trocador influem apenas no cálculo da resistência à condução dos tubos e na eficiência das aletas. Necessita-se, portanto apenas da condutividade térmica destes materiais. Uma lista dos metais mais utilizados encontra-se a seguir, com as respectivas condutividades térmicas (em kcal/sm⁰C).

- Alumínio - 0,0500
- Cobre - 0,0917
- Latão (70% Cu - 30% Zn) - 0,0278
- Ferro - 0,0167
- Aço carbono (0,5% C) - 0,0125
- Aço carbono (1,0% C) - 0,0100
- Aço Inox - 0,00389
- Aço carbono (0,01%C) - 0,0133

IX.3) Gases (lado aletado)

Os fluidos que escoam pelo lado aletado são em geral, gases, especialmente o ar. As propriedades importantes para este trabalho são o volume específico (v), o calor específico (C_p), o número de Prandtl (Pr), a viscosidade dinâmica (μ) e a condutividade térmica (k). A constante do gás (R) também interessa.

Calcula-se o volume específico dos gases pela equação dos gases perfeitos.

$$v = \frac{Z R T}{P} \quad (IX.1)$$

R - constante do gás (mkgf/kg^oK)

T - temperatura (°K)

P - pressão (kgf/m²)

Z - fator de compressibilidade

O fator de compressibilidade depende das relações entre o estado do gás e seu ponto crítico. Devido às faixas de pressões e temperaturas utilizados, Z pode ser assumido unitário.

As outras propriedades encontram-se em tabelas de propriedades, variando pouco com temperatura e pressão e serão, em geral, consideradas constantes. Aquelas que variam muito na faixa de temperaturas utilizada serão interpoladas linearmente. Alguns gases, bem como suas propriedades para várias temperaturas, encontram-se na Tabela IX.1.

Gas	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\nu \times 10^6$ ^b m ² /sec	Pr
Air (82 K B.P.)	150	0.0158	2.355	1017	4.52	0.69
	200	0.0197	1.767	1009	7.69	0.69
	250	0.0235	1.413	1009	11.42	0.69
	300	0.0267	1.177	1005	15.66	0.69
	400	0.0331	0.883	1009	25.5	0.69
	500	0.0389	0.706	1017	37.3	0.69
	600	0.0447	0.589	1038	50.5	0.69
	800	0.0559	0.442	1089	81.2	0.70
	1000	0.0672	0.354	1130	117.3	0.70
	1500	0.0926	0.235	1202	229.0	0.70
	2000	0.1149	0.176	1244	368.0	0.70
Ammonia (239.7 K B.P.)	250	0.0198	0.842	2200	9.7	0.91
	300	0.0246	0.703	2200	14.3	0.90
	400	0.0364	0.520	2270	26.6	0.86
	500	0.0511	0.413	2420	42.5	0.83
Argon (77.4 K B.P.)	150	0.0096	3.28	527	3.80	0.68
	200	0.0125	2.45	525	6.65	0.68
	250	0.0151	1.95	523	10.11	0.68
	300	0.0176	1.622	521	14.10	0.68
	400	0.0223	1.217	520	23.5	0.67
	500	0.0265	0.973	520	34.6	0.66
	600	0.0302	0.811	520	47.3	0.66
	800	0.0369	0.608	520	76.6	0.66
	1000	0.0427	0.487	520	111.2	0.66
Carbon Dioxide (195 K Subl.)	1500	0.0551	0.324	520	218.0	0.67
	250	0.01435	2.15	782	5.97	0.70
	300	0.01810	1.788	844	8.50	0.71
	400	0.0259	1.341	937	14.6	0.71
	500	0.0333	1.073	1011	21.9	0.71
	600	0.0407	0.894	1074	30.3	0.715
	800	0.0544	0.671	1168	49.8	0.72
	1000	0.0665	0.537	1232	72.3	0.72
	1500	0.0945	0.358	1329	143.8	0.72
Helium (4.3 K B.P.)	2000	0.1176	0.268	1371	231.0	0.72
	50	0.046	0.974	5200	6.63	0.73
	100	0.072	0.487	5200	20.4	0.72
	150	0.096	0.325	5200	40.0	0.70
	200	0.116	0.244	5200	64.0	0.70
	250	0.133	0.195	5200	92.0	0.70
	300	0.149	0.1624	5200	124.0	0.70
	400	0.178	0.1218	5200	200.0	0.71
	500	0.205	0.0974	5200	290.0	0.72
	600	0.229	0.0812	5200	390.0	0.72
	800	0.273	0.0609	5200	620.0	0.72
	1000	0.313	0.0487	5200	890.0	0.72

Tabela IX.1 - Propriedades de alguns gases

Gas	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\nu \times 10^6$ ^b m ² /sec	Pr
Hydrogen (20.3 K B.P.)	150	0.097	0.1636	12.380	32.6	0.68
	200	0.131	0.1227	13.530	54.1	0.685
	250	0.158	0.0982	13.940	79.4	0.69
	300	0.183	0.0818	14.260	108.3	0.69
	400	0.226	0.0614	14.520	175.6	0.69
	500	0.263	0.0491	14.550	255.0	0.69
	600	0.296	0.0409	14.570	344.0	0.69
	800	0.362	0.0307	14.730	553.0	0.69
	1000	0.425	0.0245	15.000	798.0	0.69
	1500	0.587	0.0164	16.000	1560.0	0.70
	2000	0.751	0.0123	17.050	2510.0	0.70
Nitrogen (77.3 K B.P.)	150	0.0157	2.276	1050	4.53	0.69
	200	0.0197	1.707	1045	7.65	0.69
	250	0.0234	1.366	1044	11.34	0.69
	300	0.0267	1.138	1043	15.53	0.69
	400	0.0326	0.854	1047	25.2	0.69
	500	0.0383	0.683	1057	36.7	0.69
	600	0.044	0.569	1075	49.7	0.69
	800	0.055	0.427	1123	80.0	0.70
	1000	0.066	0.341	1167	115.6	0.70
	1500	0.091	0.228	1244	226.0	0.70
	2000	0.114	0.171	1287	362.0	0.70
Oxygen (90.2 K B.P.)	150	0.0148	2.60	890	4.39	0.69
	200	0.0192	1.949	900	7.55	0.69
	250	0.0234	1.559	910	11.41	0.69
	300	0.0274	1.299	920	15.85	0.69
	400	0.0348	0.975	945	26.1	0.69
	500	0.042	0.780	970	38.3	0.69
	600	0.049	0.650	1000	52.2	0.69
	800	0.062	0.487	1050	84.5	0.70
	1000	0.074	0.390	1085	122.0	0.70
	1500	0.101	0.260	1140	239.0	0.70
	2000	0.126	0.195	1180	384.0	0.70
Saturated steam (not at 1 atm)	273.15	0.0182	0.0048	1850	1655.0	0.81
	280	0.0186	0.0076	1850	1091.0	0.83
	290	0.0192	0.0142	1860	612.0	0.84
	300	0.0198	0.0255	1870	356.5	0.86
	310	0.0204	0.0436	1890	217.7	0.88
	320	0.0210	0.0715	1890	138.3	0.89
	330	0.0217	0.1135	1910	90.7	0.91
	340	0.0223	0.1741	1930	61.4	0.92
	350	0.0230	0.2600	1950	42.6	0.94
	360	0.0237	0.3783	1980	30.4	0.96
	370	0.0246	0.5375	2020	22.1	0.98
	373.15	0.0248	0.5977	2020	20.1	0.98

Tabela IX.1 - (continuação)

IX.4)- Condensado

Os fluidos que se condensam no interior dos tubos são os freons em geral, bem como vapor d'água, amônia, entre outros. A propriedade mais importante para este trabalho é a entalpia de vaporização ($h_{\ell v}$) desses fluidos encontram-se em tabelas termodinâmicas (vide refs. 6,7,8 e 9).

X)- MODELO MATEMÁTICO - PROGRAMA DE COMPUTADOR

X.1)- Introdução

Com as informações dos capítulos anteriores pode-se montar o modelo matemático do condensador em estudo. As equações (III.1), (III.2) e (III.5) formam a base deste modelo, complementadas pelas outras desenvolvidas nos capítulos III. a IX. Tem-se condições agora, de dada uma determinada geometria e algumas características do fluxo, calcular as variáveis que faltam. Este é a chamada verificação do desempenho do condensador. O projeto do mesmo consiste em obter parâmetros do trocador de forma que ele atenda aos requisitos dos fluxos dos fluidos e de calor. Essas possibilidades estão listadas no capítulo VII sob a forma de problemas, que àquela altura serviram para definir o método de resolução da equação (III.1c). Um programa de computador foi

desenvolvido para agrupar todas as informações obtidas até aqui.

X.2)- O Programa do Computador

O Programa foi desenvolvido em linguagem -
FORTRAN-IV e processado num computador Burroughs B6900. Uma
listagem encontra-se no Apêndice A-2.

Dividiu-se o Programa em 5 blocos. Cada um -
abrange um aspecto do cálculo, como se observa a seguir.

Bloco I - Definição de Vetores e Entrada de Da-
dos:-

Prepara-se as memórias com a definição de veto-
res, atribuição de valores iniciais às variáveis e leitura
de dados. A disposição dos dados de entrada explica-se no -
Apêndice A-2, bem como uma listagem completa das variáveis
utilizadas, com suas dimensões para a entrada.

Bloco II- Propriedades

A partir da definição dos fluidos, metais e -
temperaturas calcula-se as propriedades dos mesmos. Caso es-
tas tenham sido definidas nas entradas do Bloco I, as mes-
mas são automaticamente puladas.

Bloco III - Variação de Parâmetros

O programa permite a variação de alguns parâme-
tros, fundamental para uma posterior análise de sensibili-
dade.

Dada uma configuração básica, pode-se, variar
diversos parâmetros isoladamente e obter a sua influência -

no desempenho do trocador.

O Bloco III lê ainda as faixas de variação e os incrementos para cada grandeza. Depois de concluído, desvia o programa para o Bloco de resolução de problemas

Bloco IV - Problemas

Neste Bloco encontram-se os diversos problemas possíveis, conforme o parágrafo VII.3. Aqueles problemas de projeto são depois reprocessados nos problemas de avaliação de desempenho, devido ao fato de o número de fileiras ser - inteiro, bem como o número de aletas por metro utilizado variar intermitentemente. O tipo de avaliação de desempenho é escolhido pelo programador mediante entrada adequada.

Bloco V - Subrotinas e Funções.

Um conjunto de subrotinas e uma função constituem os subprogramas.

A subrotina AREA calcula os parâmetros geométricos não incluídos nas entradas de dados, tais como áreas, volume, diâmetro hidráulico, entre outros.

A subrotina RES calcula a resistência térmica do condensador a partir do coeficiente de transmissão de calor no lado aletado e sua eficiência, bem como da condutividade dos tubos, que embora desprezível foi incluída.

Na subrotina ENM, calcula-se o número de unidades de transferência (Ntu) ou a efetividade do condensador, através da relação (VII.4)

A única função do programa é a função FDP, que calcula a queda de pressão através do lado aletado.

Saídas

As saídas do programa constituem uma descrição dos parâmetros geométricos, as temperaturas e vazões dos fluxos, a queda de pressão e o calor transferido na unidade de tempo, a potência gasta na movimentação do gás pelo lado aletado e a relação entre o calor transferido e a potência do ventilador.

Finalmente, vale ressaltar que o programa ba seia-se em equações desenvolvidas a partir dos dados experi mentais existentes, que são escassos. Maiores informações - devem ser geradas para confirmar as expressões.

XI)- ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

O processamento do programa com a variação dos principais parâmetros geométricos permitiu uma análise de sensibilidade dos mesmos, ou seja, o quanto eles influem no desempenho do condensador. Uma situação típica foi simulada, com troca de 1 kcal/s de calor entre Freon 502 condensado a 40°C e ar entrando a 20°C no trocador. A influência de cada parâmetro é discutida a seguir.

- Número de Fileiras de Tubos (rows) - N_r

Para a determinação da influência deste parâme tro, tomou-se uma variante do problema que determina o nú- mero de aletas por metro e a área frontal do trocador. O re finamento faz-se pela correção da vazão de ar e sua tempera tura de saída (vide Apêndice A.2). Obteve-se assim os seguin tes resultados:

. O aumento do número de fileiras melhora a troca de calor, uma vez que aumenta a área de troca. Para a mesma quantidade de calor, portanto, o número de aletas por metro diminui com o incremento do N_r .

. O volume é obviamente inversamente proporcional ao número de fileiras, para a mesma área frontal. O mesmo - ocorre com a profundidade, quando se mantém o espaçamento longitudinal. Assim trocadores com limitação de volume ou - profundidade devem possuir um número pequeno de fileiras e um número grande de aletas por metro.

. O preço pago na redução do volume é o aumento de perda de carga através do trocador. Um trocador com pequeno número de fileiras consumirá mais energia que um com - maior número de fileiras e mesma troca de calor.

- Número de Aletas por metro - P_s

A avaliação da influência de P_s foi efetuada - por meio do problema onde procura-se determinar o número de fileiras de tubos (rows) e a área frontal do trocador. O refinamento é o mesmo utilizado no item acima. Pode-se dizer - que as conclusões são as mesmas daquelas válidas para o N_r . Um fato interessante deve, porém, ser observado. Para espaçamentos de aletas próximos àquele ideal para quatro fileiras constatou-se que o N_r aumentou sensivelmente. Isto - ocorreu porque o modelo utilizado tende a igualar o coeficiente de transferência de calor no lado aletado aquele para quatro fileiras, quando N_r tende a infinito.

A utilização deste programa deve, pois, restringir-se a baixos números de fileiras (até 10) para evitar estes equívocos . O volume de um trocador destes é bem maior, a perda de carga pode ultrapassar aquela do trocador pequeno, além do material gasto.

- Espaçamento Longitudinal (X_b)

Observou-se a influência deste parâmetro nos dois problemas descritos nos itens acima. Os outros parâmetros que seguem foram examinados pelo mesmo processo.

. Mantendo-se o número de fileiras constante, o aumento de X_b causa um aumento no tamanho do trocador, bem como um decréscimo relativamente lento no número de aletas por metro. Isto se deve ao aumento na área de troca de calor, especialmente na área aletada.

. A potência gasta para mover o gás que passa pelo lado aletado passa por um máximo, voltando a cair para espaçamentos maiores. Existe uma relação entre a queda do número de aletas por metro com o aumento da profundidade do condensador que determina este máximo. Para espaçamentos menores, a segunda predomina, enquanto a primeira é mais importante para espaçamentos maiores.

. O espaçamento longitudinal não influi decisivamente na área mínima de fluxo nem em grandezas muito dependentes desta secção. Sua importância resume-se a fenômenos que dependem da profundidade do trocador.

- Espaçamento Transversal (X_a)

. O efeito maior do espaçamento transversal é na mudança das dimensões externas do trocador (isto se a área frontal é mantida constante). O volume e demais características permanecem constantes, à exceção da perda de carga, que aumenta bruscamente para espaçamentos menores.

. O espaçamento transversal parece influir mais sobre o número de aletas por metro quando o número de fileiras é mantido constante. Mantendo-se o número de aletas por

metro, o espaçamento transversal praticamente não altera o número de fileiras ao ser alterado.

- Diâmetro externo dos tubos (D_e)

. O efeito mais claro do aumento do diâmetro dos tubos é o aumento da perda de carga no escoamento do gás no lado aletado, o que já era esperado.

. Outros efeitos são o aumento da área dos tubos e uma redução da área aletada, resultando normalmente numa redução da área total do lado aletado. Esses fatos, porém, não influem muito na troca de calor.

- Espessura das Aletas (y)

. Este parâmetro não possui influência sobre a troca de calor. Apesar disso, o aumento da espessura, das aletas causa redução na área mínima do fluxo, aumentando a perda de carga. Um fato interessante ocorreu no processamento: o aumento de y de 250 para 350 mm baixou a potência consumida, provavelmente devido à redução na área exposta dos tubos.

- Área de Face (ou Frontal)

. A área de face obtém-se a partir da velocidade do gás a montante do trocador. No programa, varia-se a velocidade e obtém-se a área de face.

. O aumento da velocidade causa a diminuição da área de face e aumento na profundidade do trocador.

. O volume é uma função da área de face e da profundidade do condensador, não apresentando qualquer tendência perceptível.

. A queda de pressão sempre aumenta com a velocidade fato já esperado.

. Caso se mantenha um número de fileiras constante as tendências são mais pronunciadas. O aumento da velocidade causa queda na pressão, aumento do volume, diminuição - na área frontal, aumento do número de aletas por metro.

. A única vantagem do aumento da velocidade é a redução na área frontal e do volume do condensador.

. A área frontal é função do comprimento dos tubos que define a largura, e do número de tubos na secção transversal do escoamento de gás, que define a altura do condensador. Mantendo-se a velocidade do gás constante e alterando-se a área frontal, altera-se as vazões e a troca de calor. O número de tubos na secção tem relação linear com a troca de calor e as vazões. Assim, para dobrar as vazões e o calor trocado nas mesmas condições de temperatura, basta dobrar este número de tubos. A variação do comprimento dos mesmos já afeta as temperaturas dos fluxos.

. Para efeito da instalação do ventilador, deve-se deixar a secção da área frontal próxima de um quadrado. Assim, a altura e largura do condensador devem ser parecidas, não devendo exceder uma discrepância de 1,3.

XII. OTIMIZAÇÃO

A otimização de um projeto prescreve o estabelecimento de critérios. Devido ao caráter genérico deste trabalho, cita-se aqui os diversos critérios existentes, sem estudá-los profundamente.

XII.1- Critério Econômico

Não havendo outras restrições, este critério determina qual o trocador menos dispendioso em termos de investimento. Normalmente, na indecisão entre um certo grupo de aparelhos já otimizados por outros critérios, este aponta a melhor solução.

Deve-se aqui, compor todos os custos decorrentes da construção, operação e manutenção e obter o custo equivalente dos condensadores analisados, escolhendo o de menor custo equivalente. Entram preços dos materiais e fluidos, ventiladores, custo de fabricação, instalação, salários, tempo de vida, etc.

XII.2- Otimização de Parâmetros Geométricos

Em várias aplicações existem restrições físicas que impedem a escolha de qualquer trocador de calor. Os parâmetros normalmente restringidos são as dimensões externas do condensador (restrição de altura, largura ou profundidade), o volume ocupado (restrição de espaço), a massa do aparelho (especialmente na área de transporte). A referência (24) constitui-se num estudo da minimização do volume e da

área de face dos trocadores de calor compactos aqui estudados.

XII.3- Otimização das Variáveis

Pode ocorrer de alguma variável ser crítica no projeto. Neste caso, ela deve-se otimizá-la de forma a atingir as condições ideais de operações. A potência de ventilação, vazões e temperaturas constituem-se em variáveis típicas.

XII.4- O Programa de Computador como Instrumento de Otimização

O Capítulo X traz um programa de computador que eventualmente pode ser utilizado na otimização do projeto. O processo é iterativo, com o processamento do programa para várias condições até atingir um ponto satisfatório. A indústria em geral vale-se de um procedimento similar ao ora sugerido.

XIII- ACABAMENTO DO PROJETO - CONCLUSÕES

Os próximos passos no Projeto seriam a construção de protótipos e a realização de testes para verificação do modelo matemático proposto. Devido a diversos fatores, isto não é possível, ao menos por ora. Passa-se então a algumas conclusões baseadas no que foi até aqui desenvolvido.

A primeira conclusão, quase imediata, é a necessidade da realização dos testes devido à escassez de dados experimentais. Apesar disso, nota-se algumas falhas no modelo matemático, especialmente no que se refere ao coeficiente de troca de calor e ao fator de atrito no lado aletado. O primeiro, quanto ao efeito do número de fileiras e o segundo por atingir uma faixa muito estreita de condensadores.

Um estudo da superposição dos efeitos do escoamento entre placas paralelas e por bancos de tubos lisos seria interessante, uma vez que as equações que descrevem os fenômenos do fluxo deveriam tender a estes dois casos particulares.

Embora com diversas falhas o modelo desenvolvido permite uma escolha mais racional dos condensadores.

O modelo pode, com algumas modificações, estender-se a serpentinas de resfriamento e evaporadores. No primeiro caso, admite-se a mudança de temperatura no líquido que escoam dentro dos tubos e da relação $\epsilon - Ntu$. No segundo considera-se a formação de água ou gelo nas aletas, o que prejudica o escoamento de gás e a troca de calor no lado aletado. As referências (2c) e (2d) trazem informações sobre o fenômeno.

Uma última observação sobre o modelo é a omissão do termo referente ao condensado no cálculo da condutância global do trocador que se revelou um pouco acima do esperado (vide Anexo 1.3.1). Para cobrir este termo e a região de superaquecimento, acrescentou-se um fator de segurança de 20% na resistência térmica global do trocador.

Quanto ao programa cabe uma observação, os problemas onde se deseja calcular o número de aletas por metro mostraram-se mais sensíveis que aqueles onde tem-se o número de fileiras por incôgnita. Assim, as condições dos fluxos afastam-se mais daquelas pré-estabelecidas no segundo caso que no segundo caso que no primeiro. Explica-se a variação no número de fileiras causa uma alteração muito brusca nas áreas de troca de calor. Essa variação é mais atenuada ao variar-se o número de aletas por metro. Assim, pode-se dizer que o número de fileiras produz um ajuste grosseiro do trocador, enquanto o número de aletas por metro permite um ajuste fino do mesmo.

BIBLIOGRAFIA

1. Kays, W.M. & London, A.L. - Compact Heat Exchangers
2. Transactions of the ASHRAE
 - 2a. Rich, D.G. - The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers.
Nr. 2288 - Vol.79. Part II - 1973.
 - 2b. Rich, D.G. - The Effect of the Number of Tube Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers
Nr. 2345 - Vol.81 - Part I - 1975.
 - 2c. McQuiston, F. - Heat, Mass and Momentum Transfer Data for Five Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces
Nr. 2486 - Vol.84 - Part I - 1978.
 - 2d. McQuiston, F. - Correlation of Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients for Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces with Staggered Tubes
Nr. 2487 - Vol.84 - Part I - 1978.
 - 2e. Elmahdy, A.H. & Biggs, R.C. - Finned Heat Exchangers Correlation of Dry Surface Heat Transfer Data
Nr. 2544 - Vol.85 - Part II - 1979.
 - 2f. McQuiston, F. & Tree, D.R. - Optimum Space Envelopes of the Finned Tube Heat Exchanger Surface
Nr. 2248 - Vol.78 - Part II - 1972.
3. Kern, D.Q. & Kraus, Allan D. - Extended Surface Heat Transfer.
4. Edwards, D.K., Denny, V.E. & Mills, A.F. - Transfer Processes: An Introduction to Diffusion, Convection and Radiation Hemisphere Publishing Co. 1979.

5. Journal of Heat Transfer
Roetzel, W. & Nicole, F.J.L. - Mean Temperature
Difference for Heat Exchanger Design - A General
Approximate Explicit Equation
Vol.97 - pp.5-8 - 1975
6. Van Wylen, G.J. & Sonntag, R.E. - Fundamentos da Termo-
dinâmica Clássica
Editora Edgard Blücher, São Paulo - 1976
7. Boletim Técnico - Du Pont
T-12 - Thermodynamics Properties of Freon 12 Refrigerant
(Dichlorodi fluoromethane)
E.I. Du Pont de Nemours & Company (Inc)
Organic Chemicals Department
"Freon" Products Division
Wilmington, Delaware 19898 - 1956.
8. Boletim Técnico - Du Pont
T-22 - Thermodynamics Properties of Freon 22 Refrigerant
(Chlorodifluoromethane)
E.I. Du Pont de Nemours & Company (Inc)
Wilmington, Delaware 19898 - 1964.
9. Boletim Técnico - Du Pont
T-502- Thermodynamics Properties of Freon 502 Refrigerant
E.I. Du Pont de Nemours & Company (Inc)
Wilmington, Delaware 19898 - 1969
10. Kreith, F. - Princípios da Transmissão de Calor
Editora Edgard Blücher - São Paulo - 1977
11. Silva, Remy B. - Instalações Frigoríficas
Editora do Gremio Politécnico - São Paulo.

13. Setzer, Simon & Kowaltowsky - Curso de Fortran IV
Basico
Editora Edgard Blücher - São Paulo - 1972.

APÉNDICES

APÊNDICE A.1

GEOMETRIAS - PARÂMETROS E GRÁFICOS COM DADOS
EXPERIMENTAIS.

NT	AR	XB	(MM)	XA	(MM)	DH	(MM)	D	(MM)	SIGMA	PS (AL/M)	Y	(MM)
1	4	21.996		25.400	3.633	10.211		10.211		0.53400	314.96	-33020	
2	4	44.450		58.100	3.475	17.170		17.170		0.48100	305.12	-40640	
3	4	27.508		51.750	48.890	13.335		13.335		0.58100	0.00	-15240	
4	4	27.508		31.750	5.632	13.335		13.335		0.57700	114.98	-15240	
5	4	27.508		31.750	6.767	13.335		13.335		0.56600	174.02	-15240	
6	4	27.508		51.750	4.633	13.335		13.335		0.55800	262.60	-15240	
7	4	27.508		51.750	3.999	13.335		13.335		0.55500	301.97	-15240	
8	4	27.508		31.750	3.389	13.335		13.335		0.55000	361.02	-15240	
9	4	27.508		31.750	2.780	13.335		13.335		0.54300	460.63	-15240	
0	4	27.508		31.750	2.134	13.335		13.335		0.53600	570.87	-15240	
1	4	27.508		31.750	1.457	13.335		13.335		0.51000	811.02	-15240	
2	1	27.508		31.750	2.134	13.335		13.335		0.53600	570.87	-15240	
3	2	27.508		51.750	2.134	13.335		13.335		0.53600	570.87	-15240	
4	3	27.508		31.750	2.134	13.335		13.335		0.53600	570.87	-15240	
5	5	27.508		31.750	2.134	13.335		13.335		0.53600	570.87	-15240	
6	6	27.508		31.750	2.134	13.335		13.335		0.53600	570.87	-15240	
7	4	20.488		25.400	7.230	9.957		9.957		0.59300	157.48	-15240	
8	4	20.488		25.400	3.889	9.957		9.957		0.57900	314.96	-15240	
9	4	20.488		25.400	3.130	9.957		9.957		0.57200	393.70	-15240	
0	4	20.488		25.400	2.609	9.957		9.957		0.56400	472.44	-15240	
1	4	20.488		25.400	2.228	9.957		9.957		0.55700	551.18	-15240	
2	6	20.488		25.400	3.889	9.957		9.957		0.57900	314.96	-15240	
3	8	52.791		38.100	2.794	16.002		16.002		0.54000	464.57	-18510	
4	50	21.996		25.400	3.633	10.211		10.211		0.53400	314.96	-33020	
5	50	44.450		58.100	3.475	17.170		17.170		0.48100	305.12	-40640	

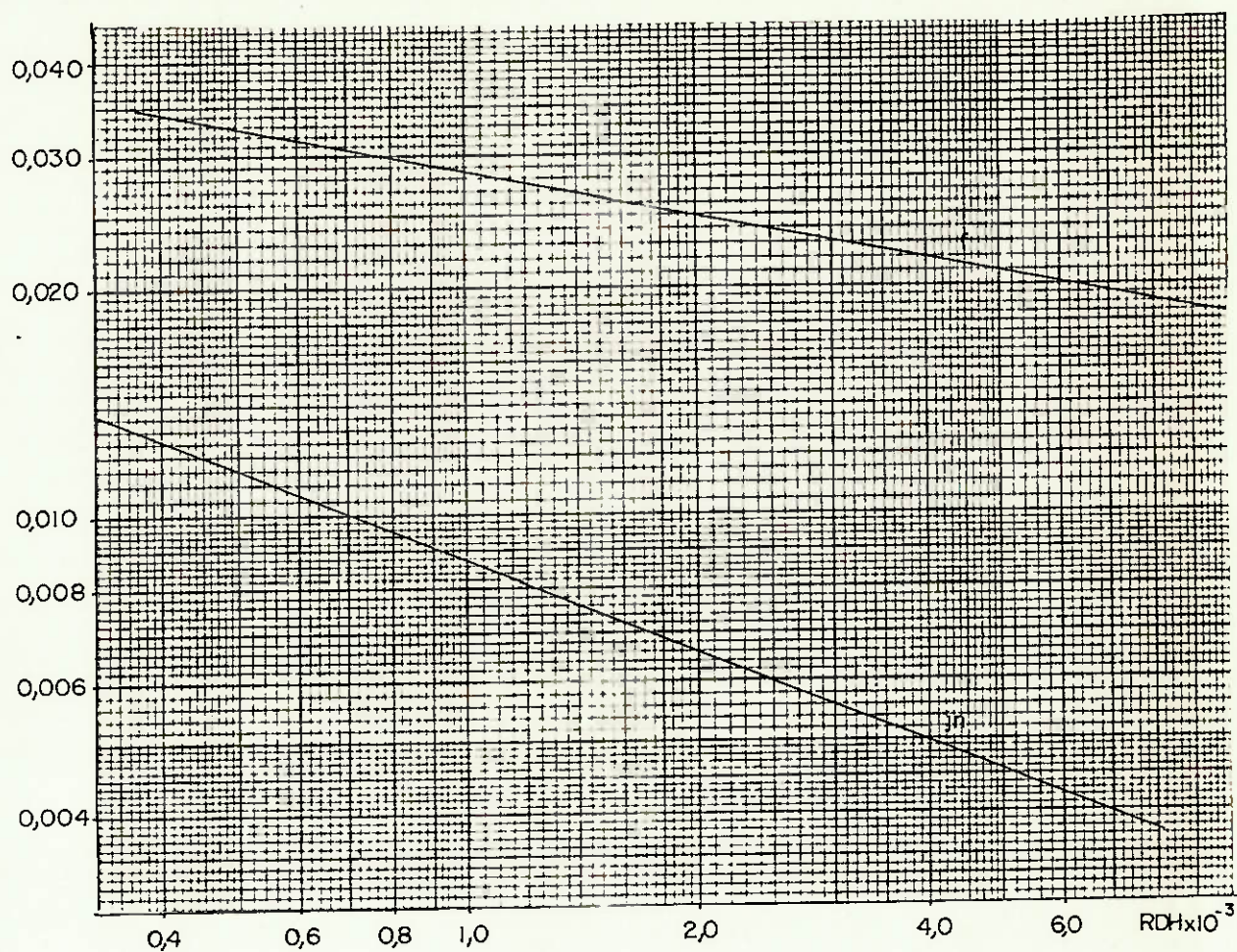


Gráfico A- 1 - Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito
para o Trocador Nº 1 - Dados Experimentais.

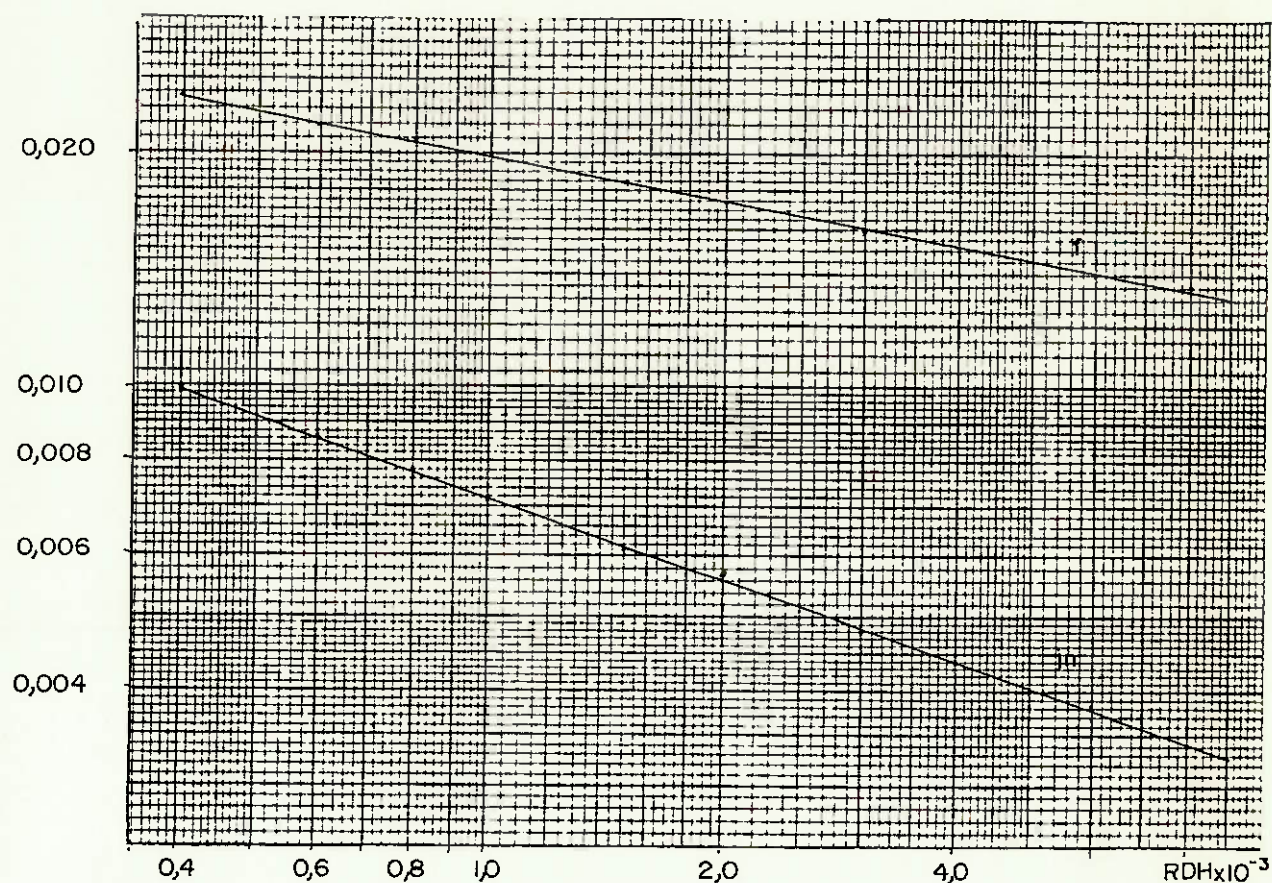


Gráfico A.2 - Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito
para o Trocador nº 2 - Dados Experimentais

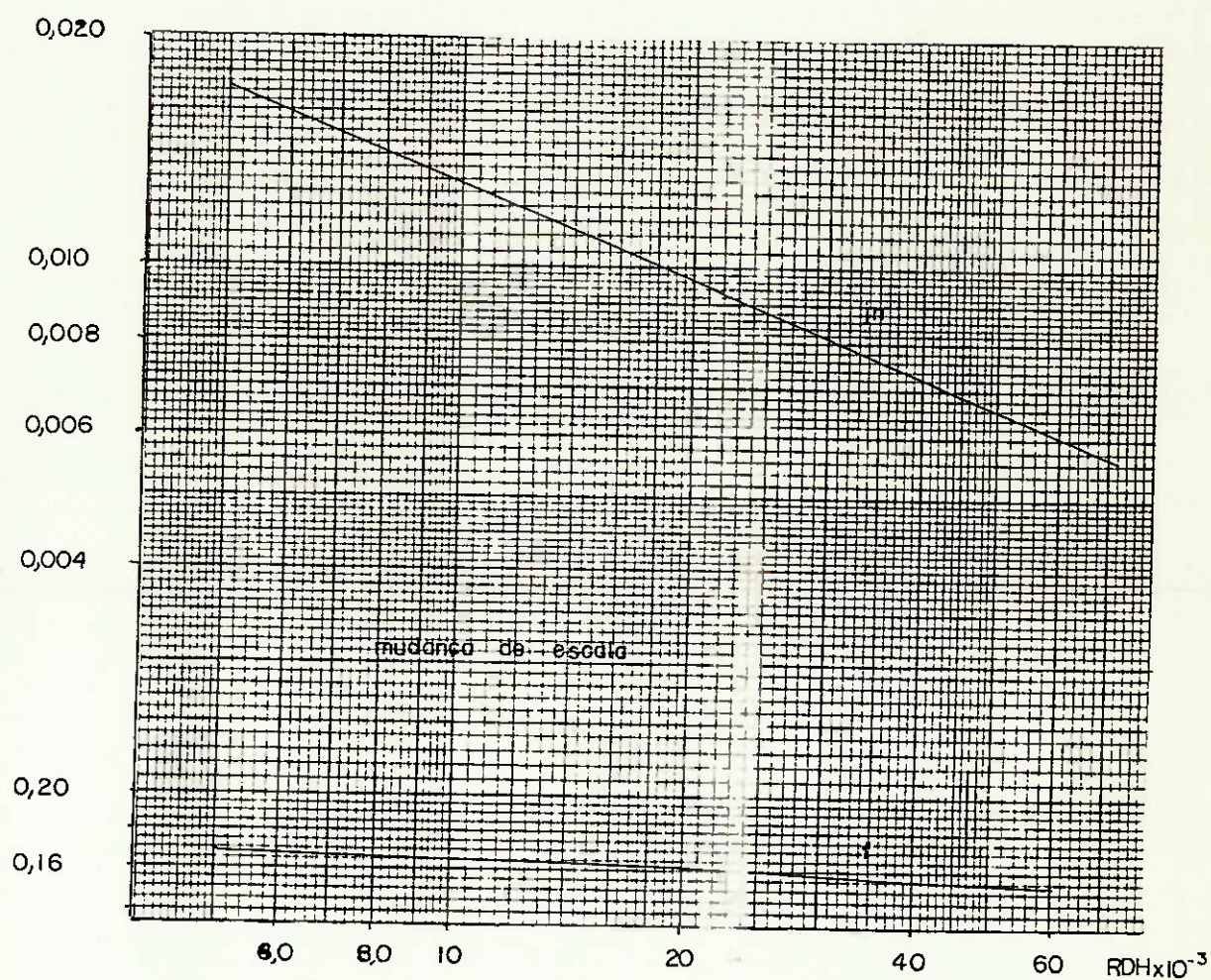


Gráfico A.3- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 3 - Dados Experimentais

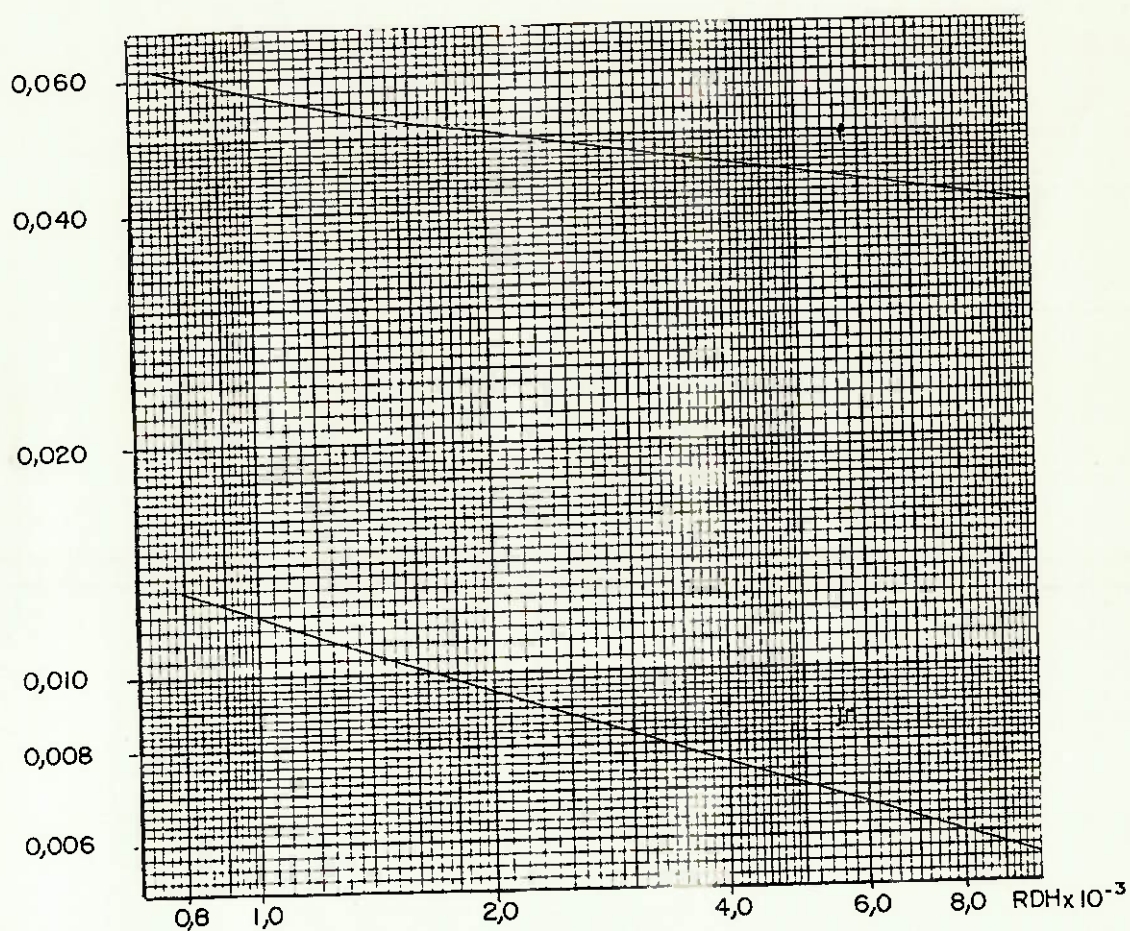


Gráfico A.4- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 4 - Dados Experimentais

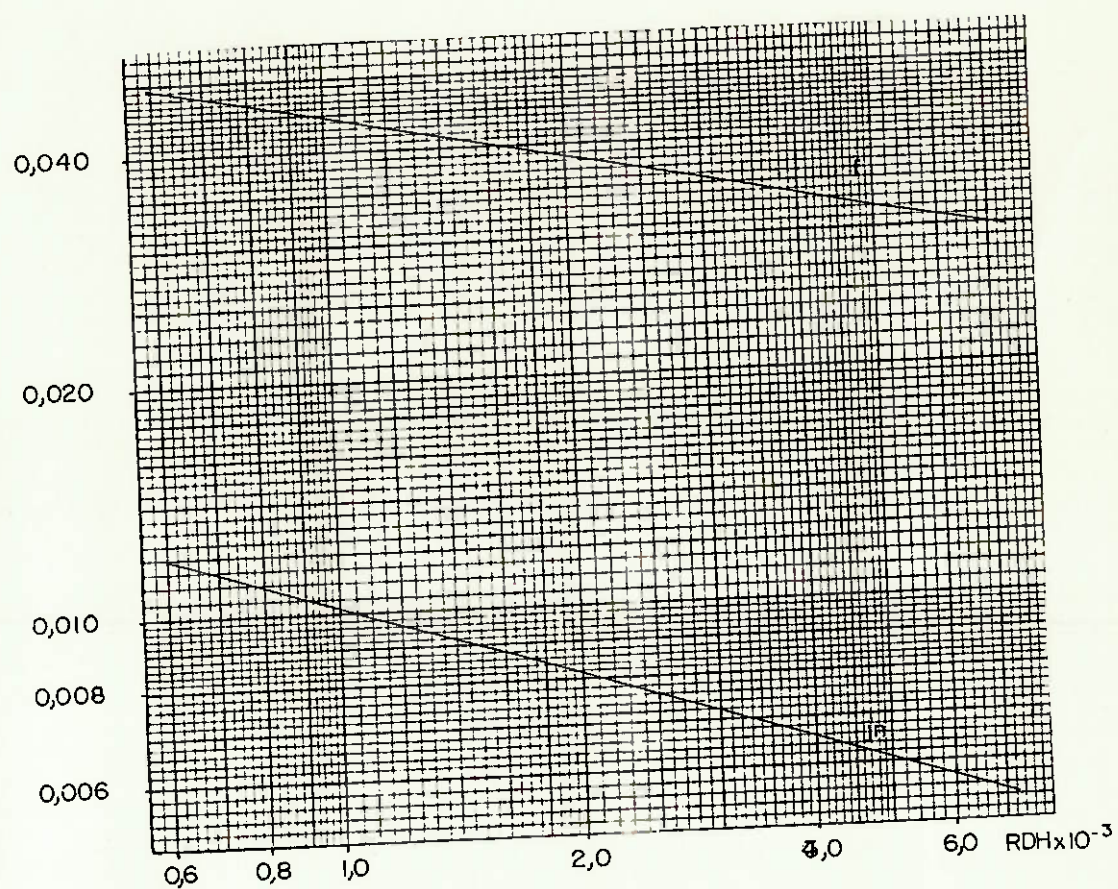


Gráfico A.5- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 5 - Dados Experimentais

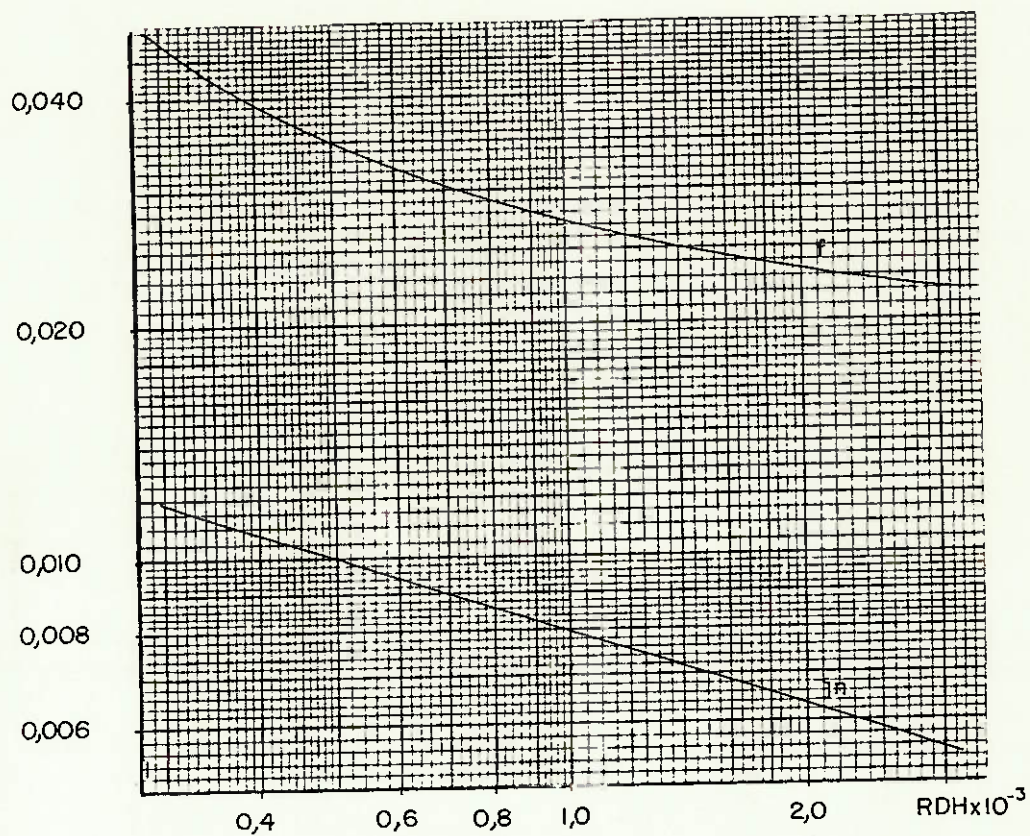


Gráfico A.6- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 6- Dados Experimentais

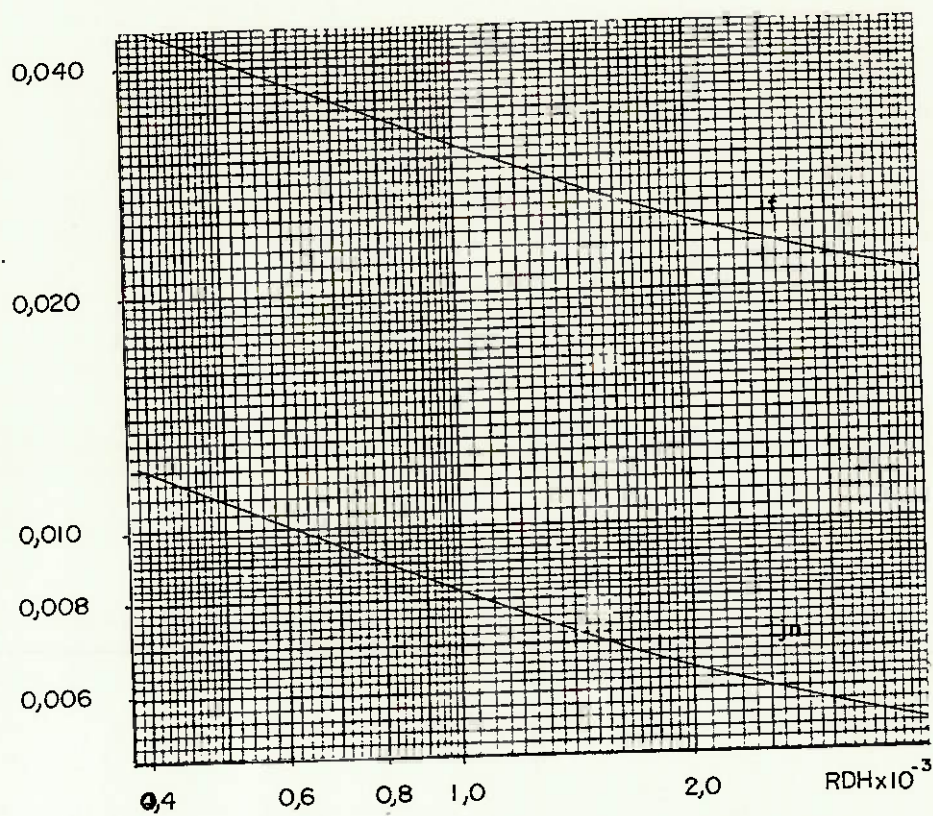


Gráfico A.7- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 7- Dados Experimentais

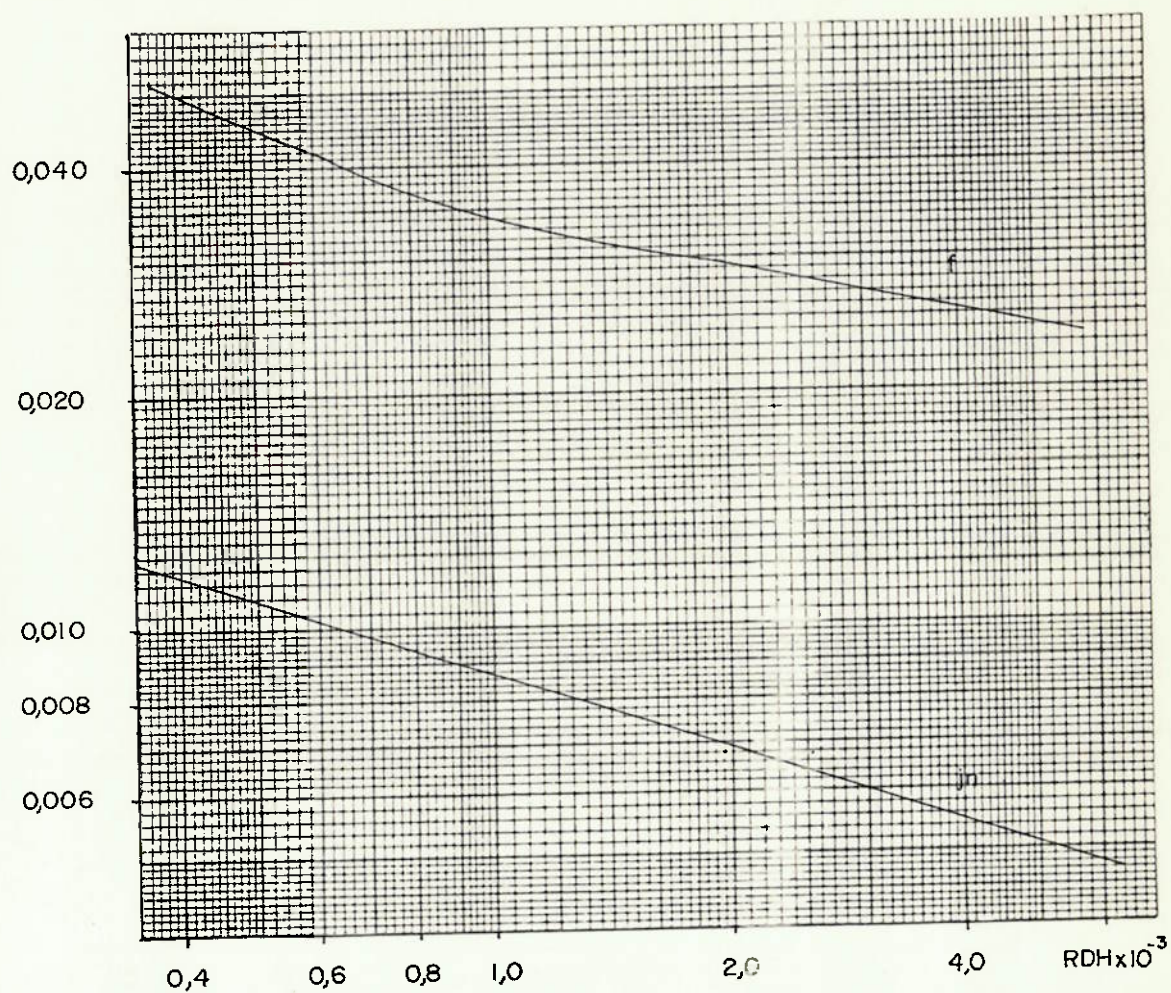


Gráfico A.8- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 8- Dados Experimentais

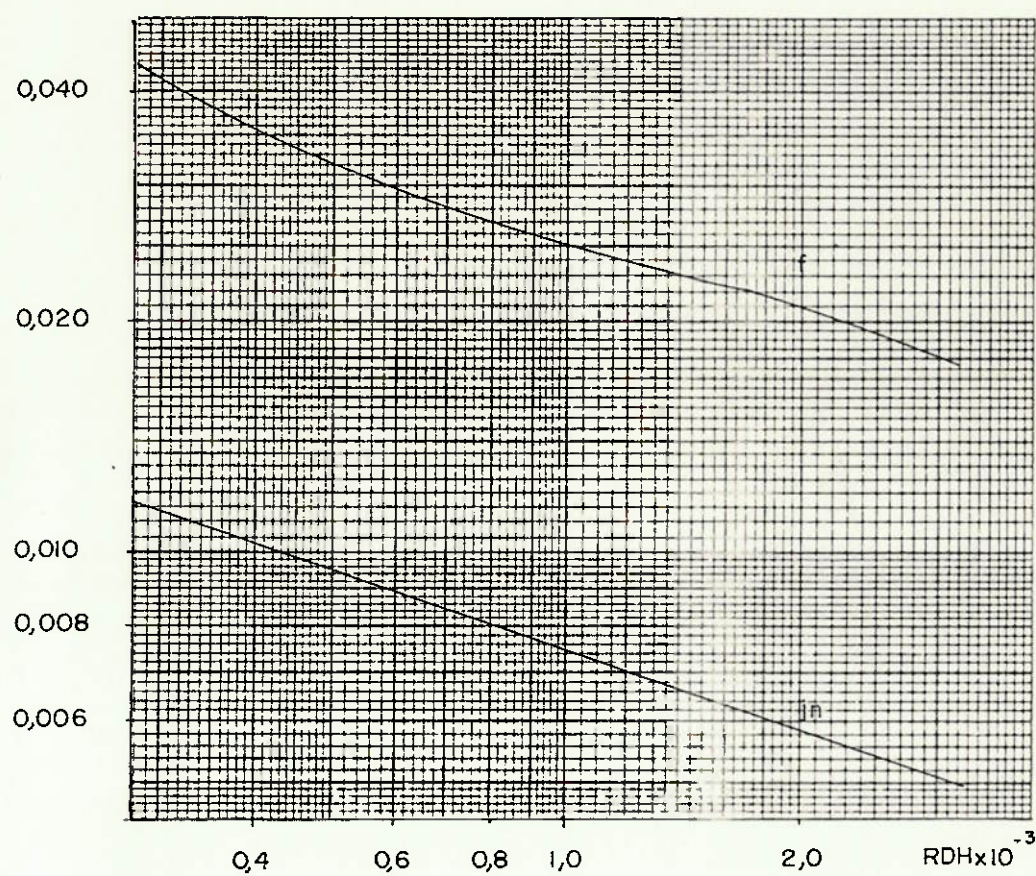


Gráfico A.9- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito
para o Trocador nº 9 - Dados Experimentais

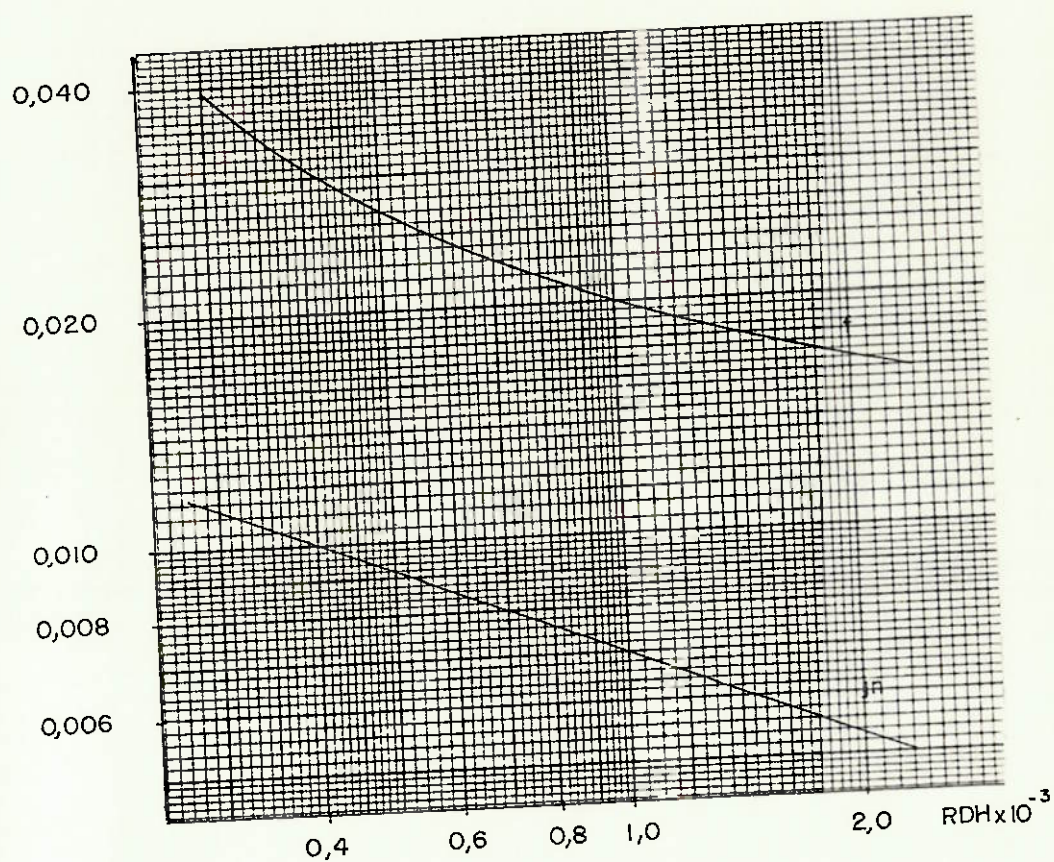


Gráfico A.10 - Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 10-Dados Experimentais

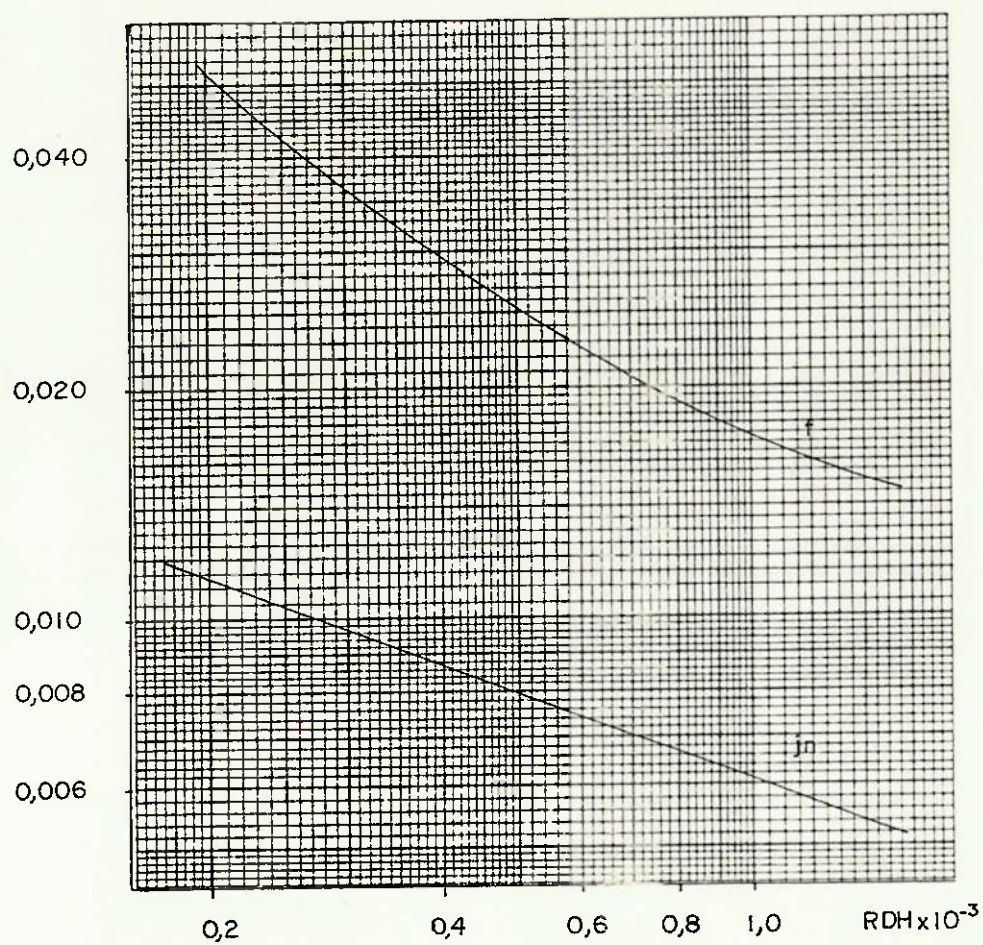


Gráfico A.11- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 11-Dados Experimentais

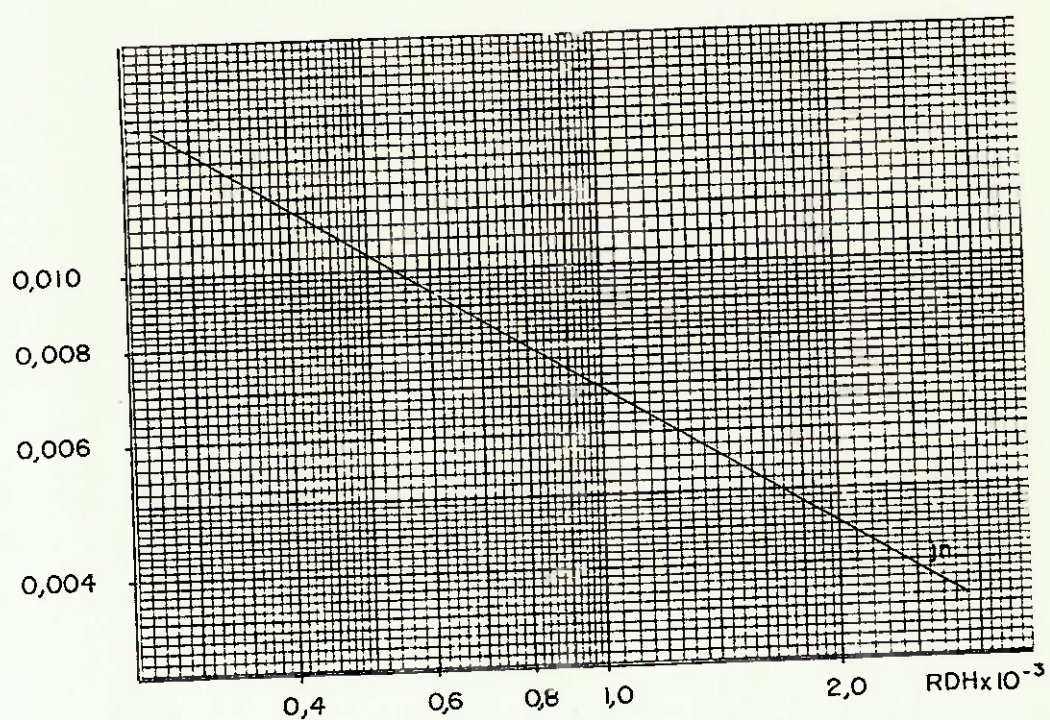


Gráfico A.12- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 12-Dados Experimentais

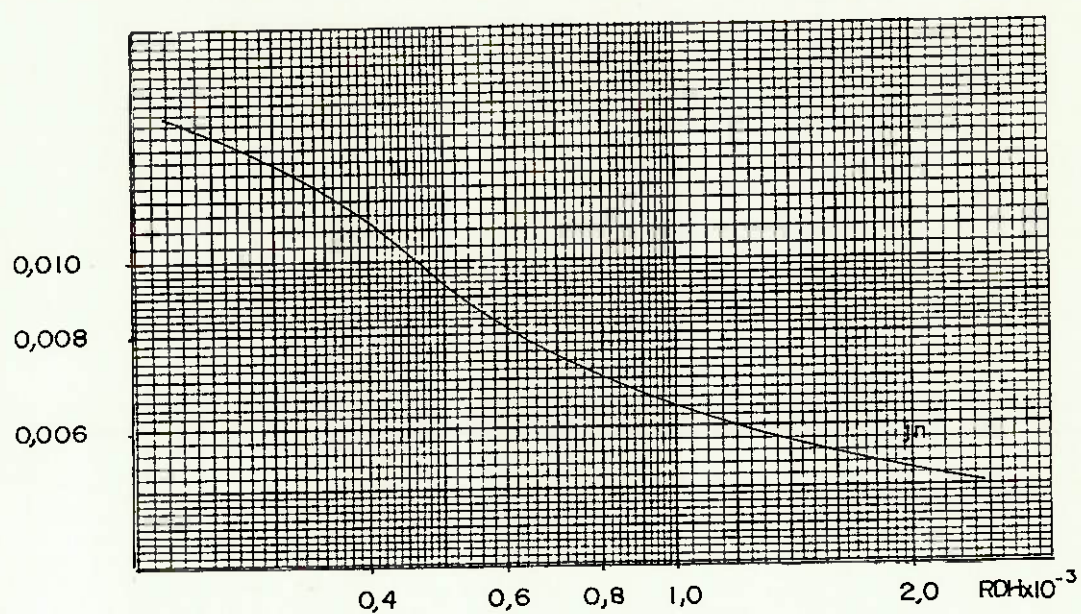


Gráfico A.13- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito
para o Trocador nº 13-Dados Experimentais

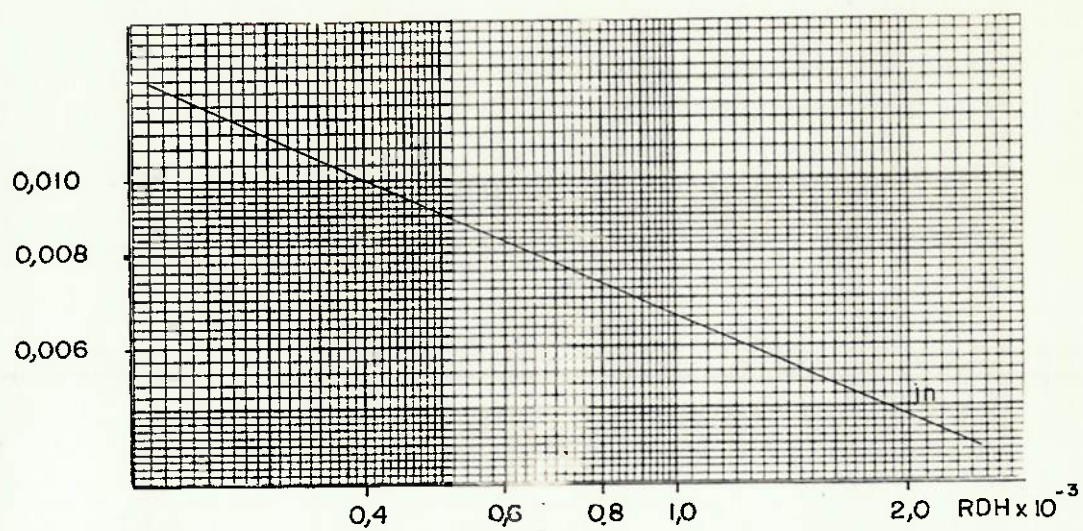


Gráfico A.14- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 14-Dados Experimentais

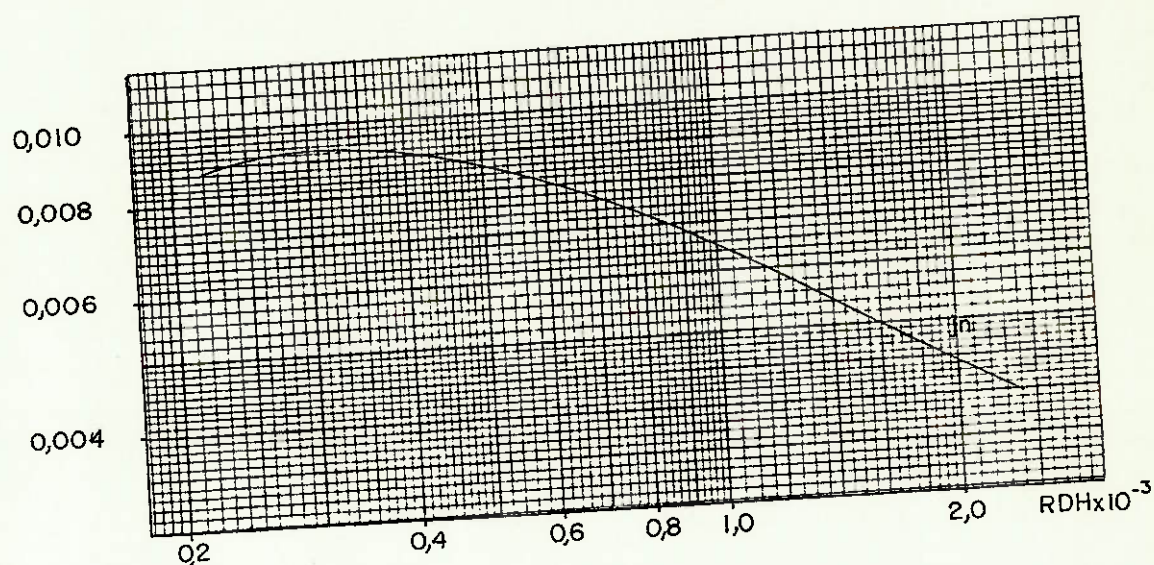


Gráfico A.15- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 15-Dados Experimentais

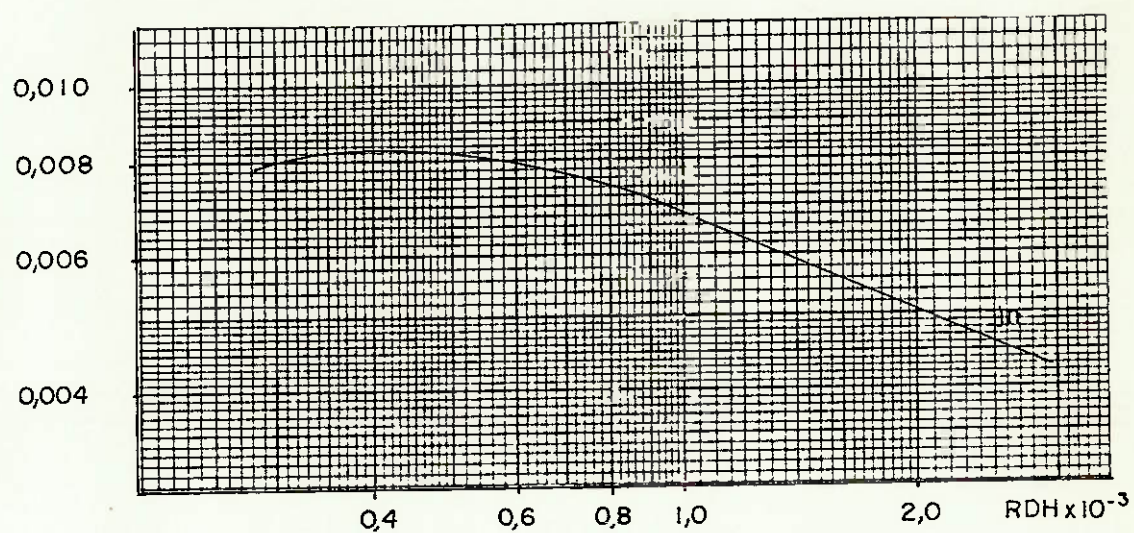


Gráfico A.16- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 16-Dados Experimentais

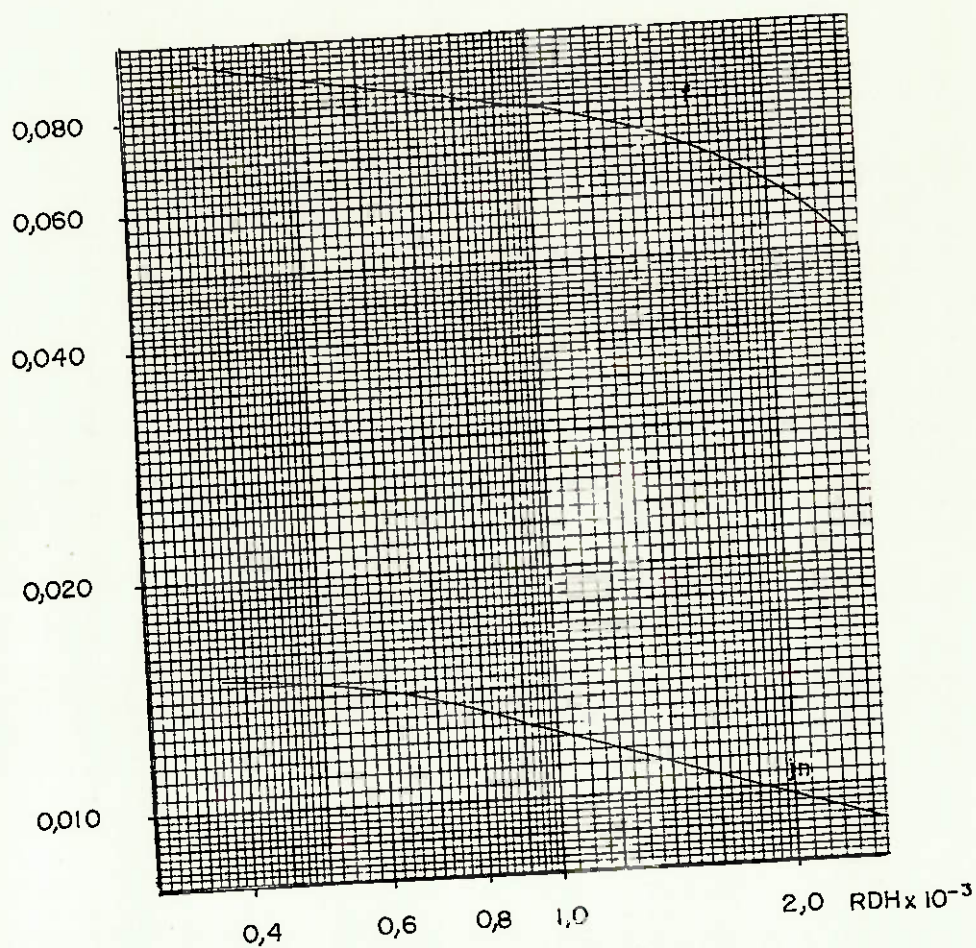


Gráfico A.17- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 17-Dados Experimentais

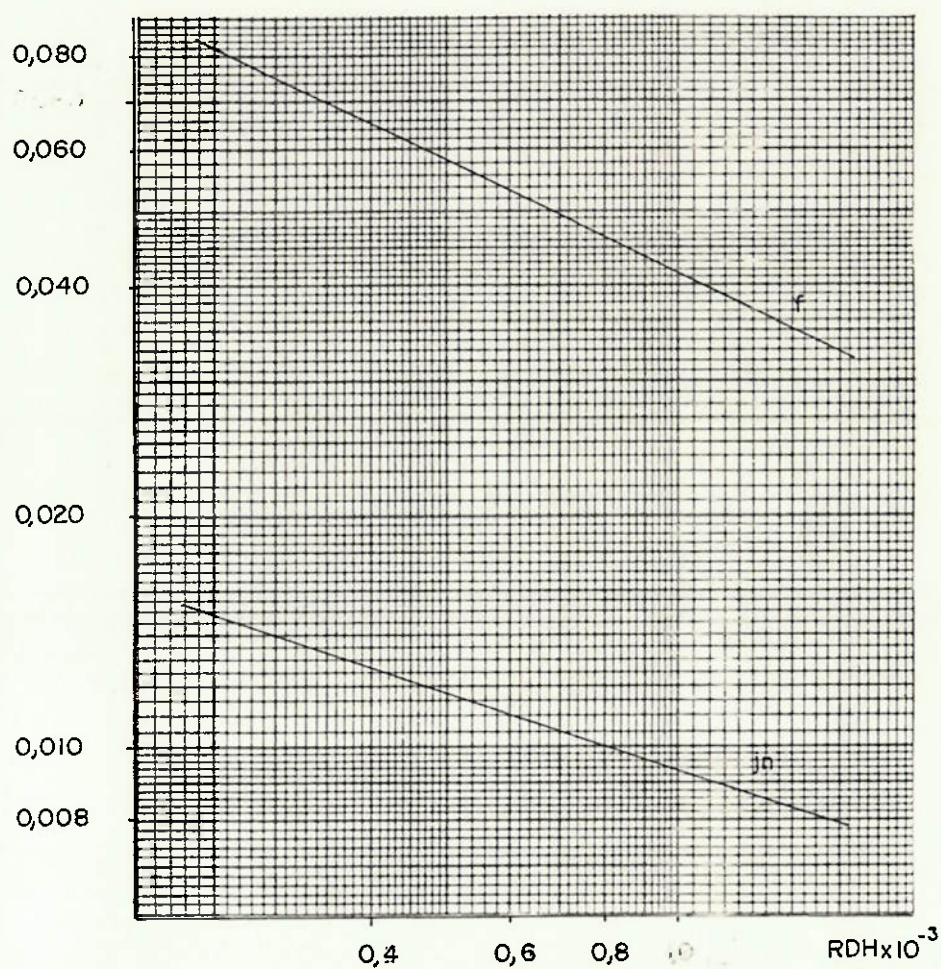


Gráfico A.18- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 18-Dados Experimentais

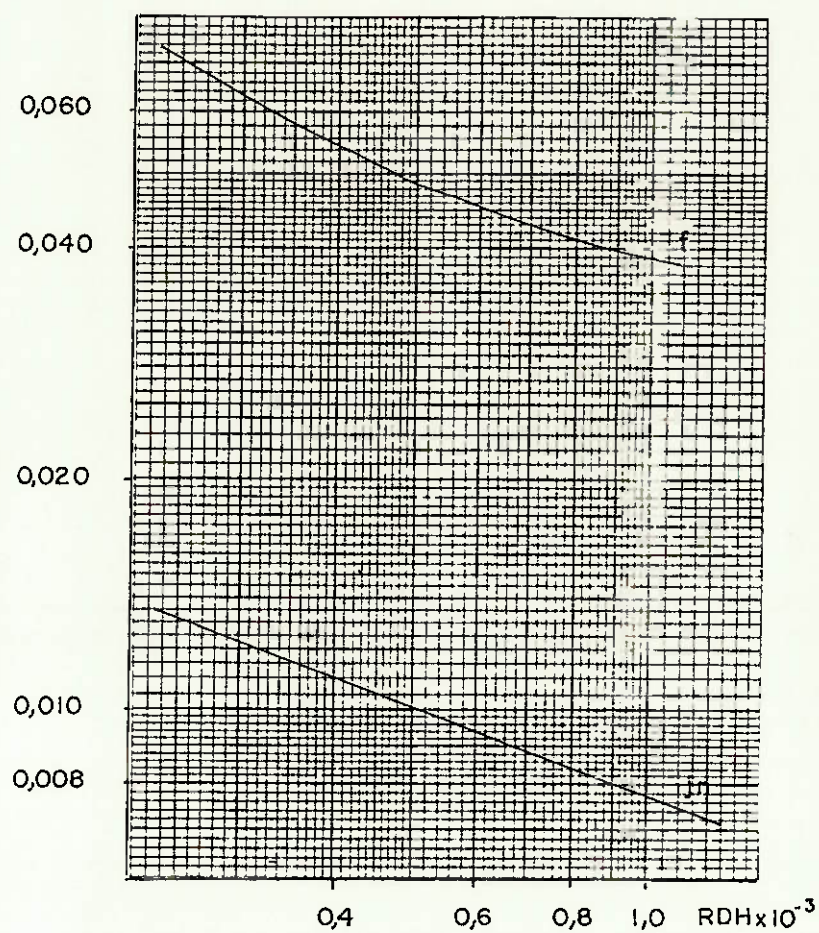


Gráfico A.19- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 19-Dados Experimentais

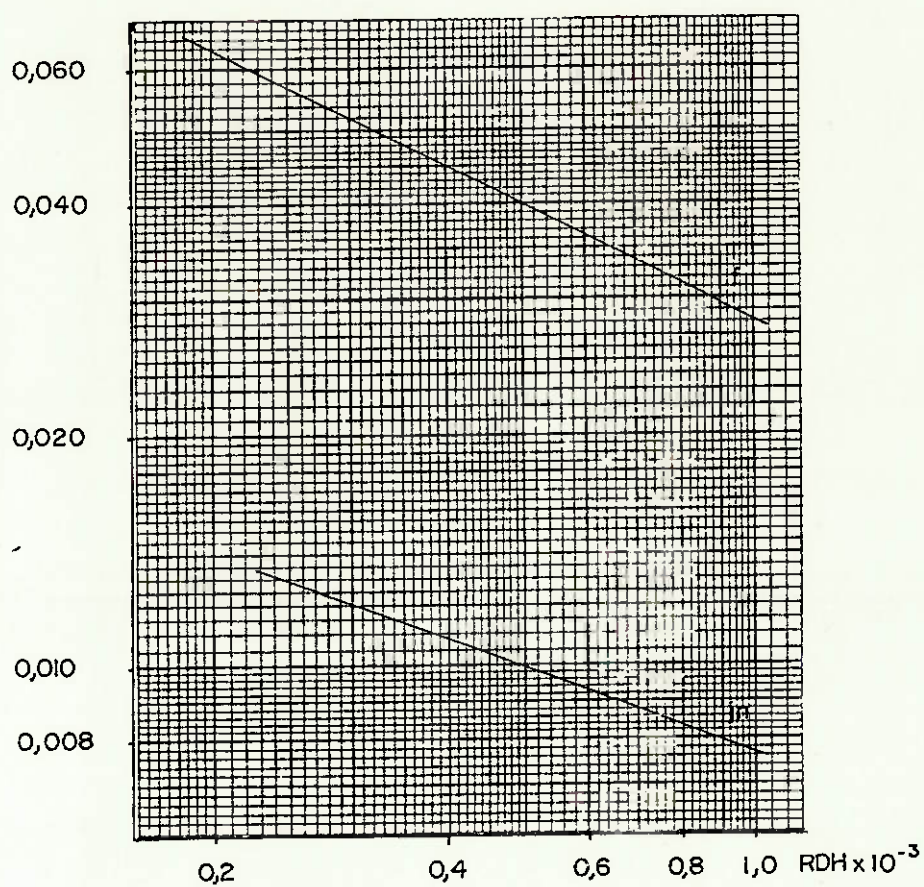


Gráfico A.20- Módulo de Collburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 20-Dados Experimentais

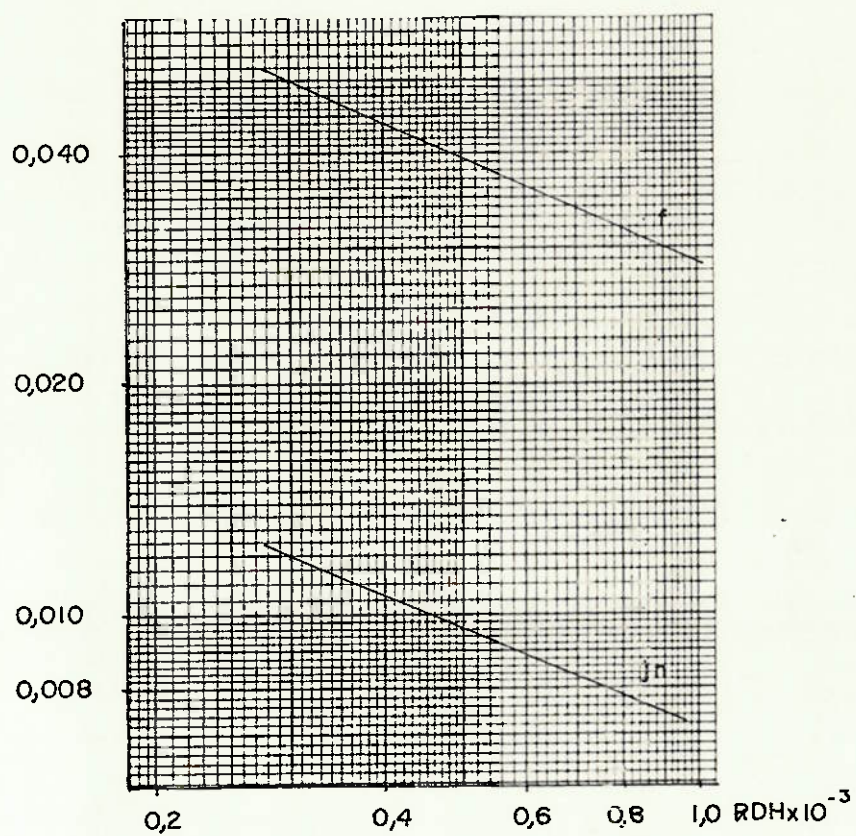


Gráfico A.21- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 21-Dados Experimentais

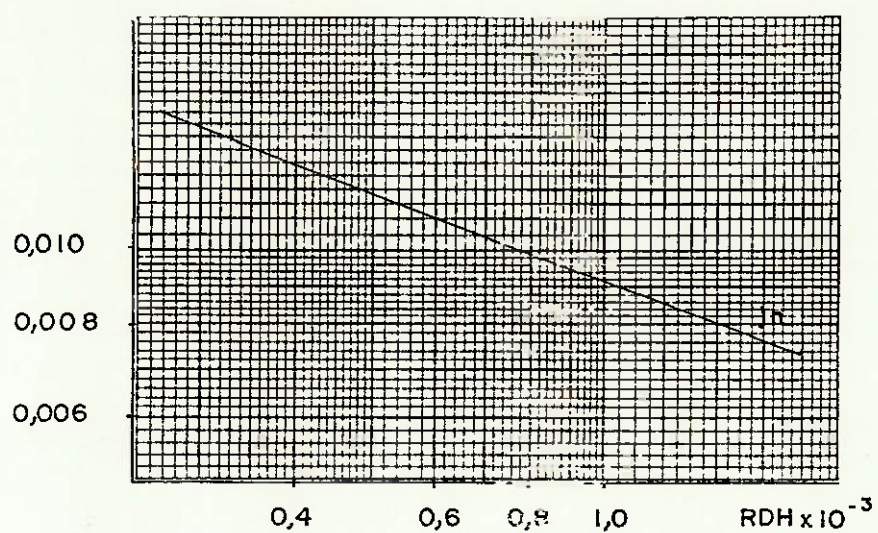


Gráfico A.22- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito
para o Trocador nº 22-Dados Experimentais

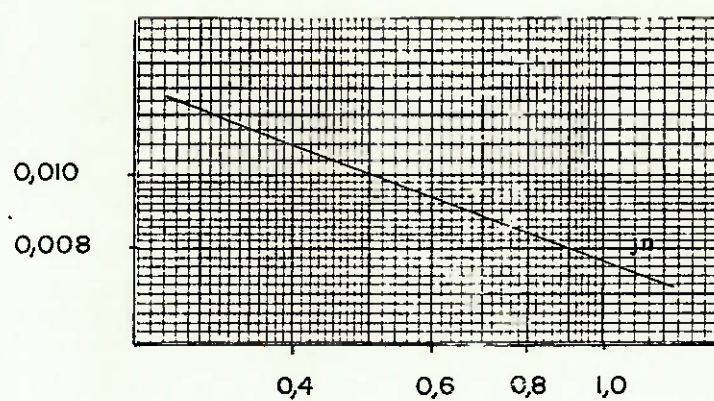


Gráfico A.23- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito
para o Trocador nº 23-Dados Experimentais

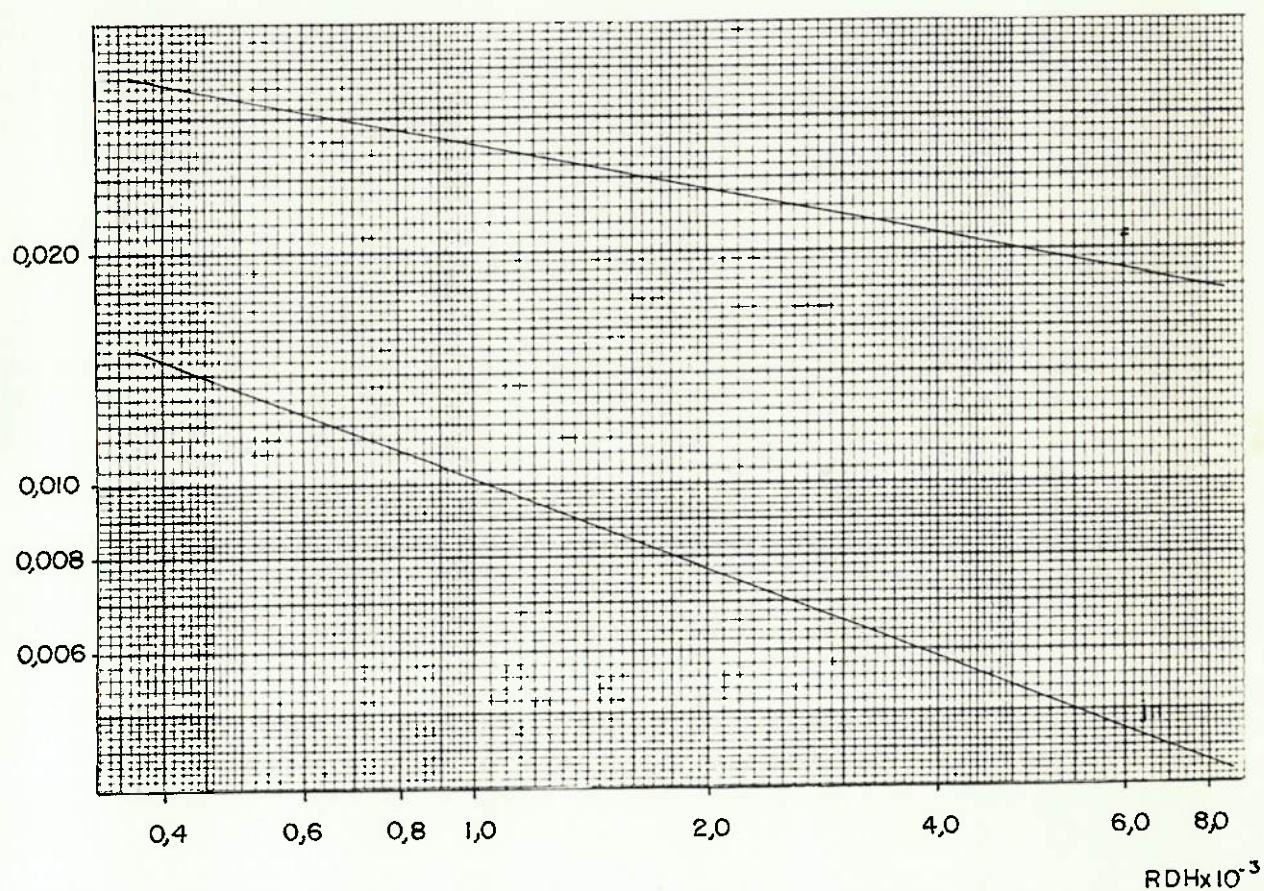


Gráfico A.24- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 24-Dados Experimentais

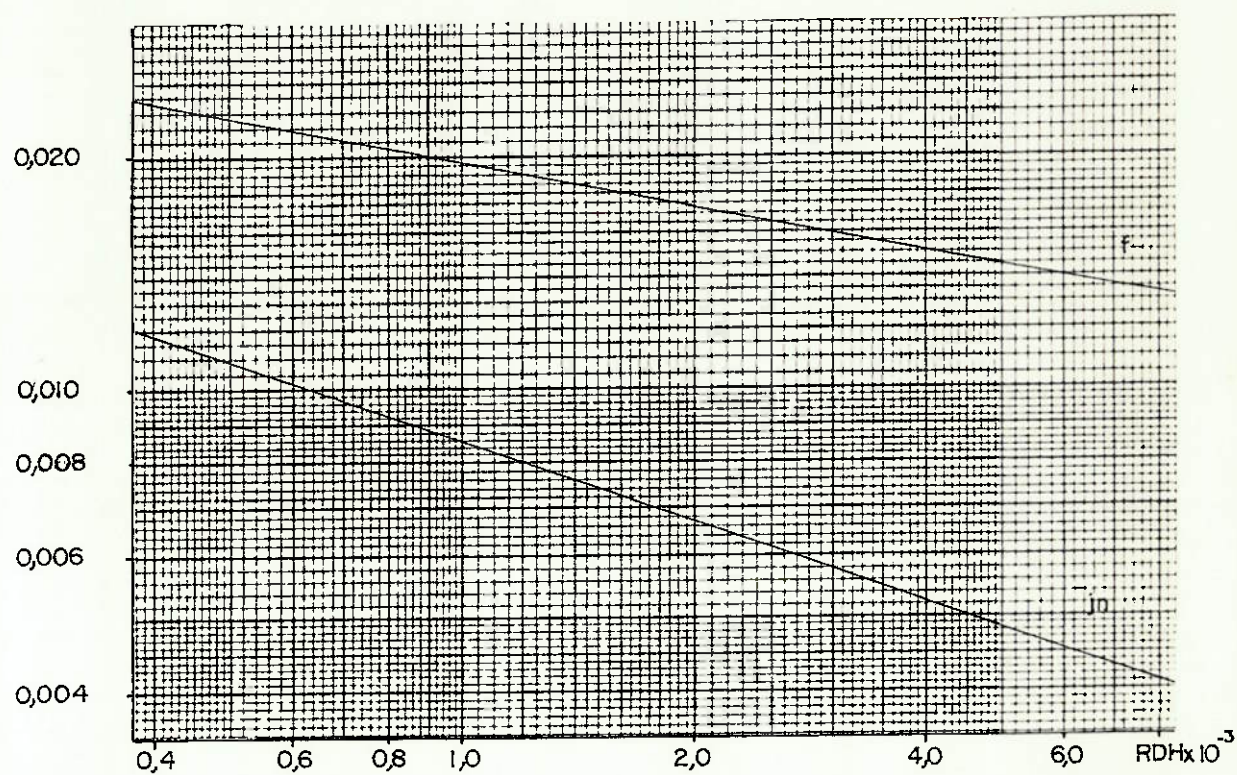


Gráfico A.25- Módulo de Colburn e Coeficiente de Atrito para o Trocador nº 25-Dados Experimentais

APÊNDICE A.2

LISTAGENS DOS PROGRAMAS UTILIZADOS

- A 2.1 - Programa Principal
- A.2.2 - Programa de Geração das Tabelas
IV.1 a IV.25 e VIII.1 a VIII.2